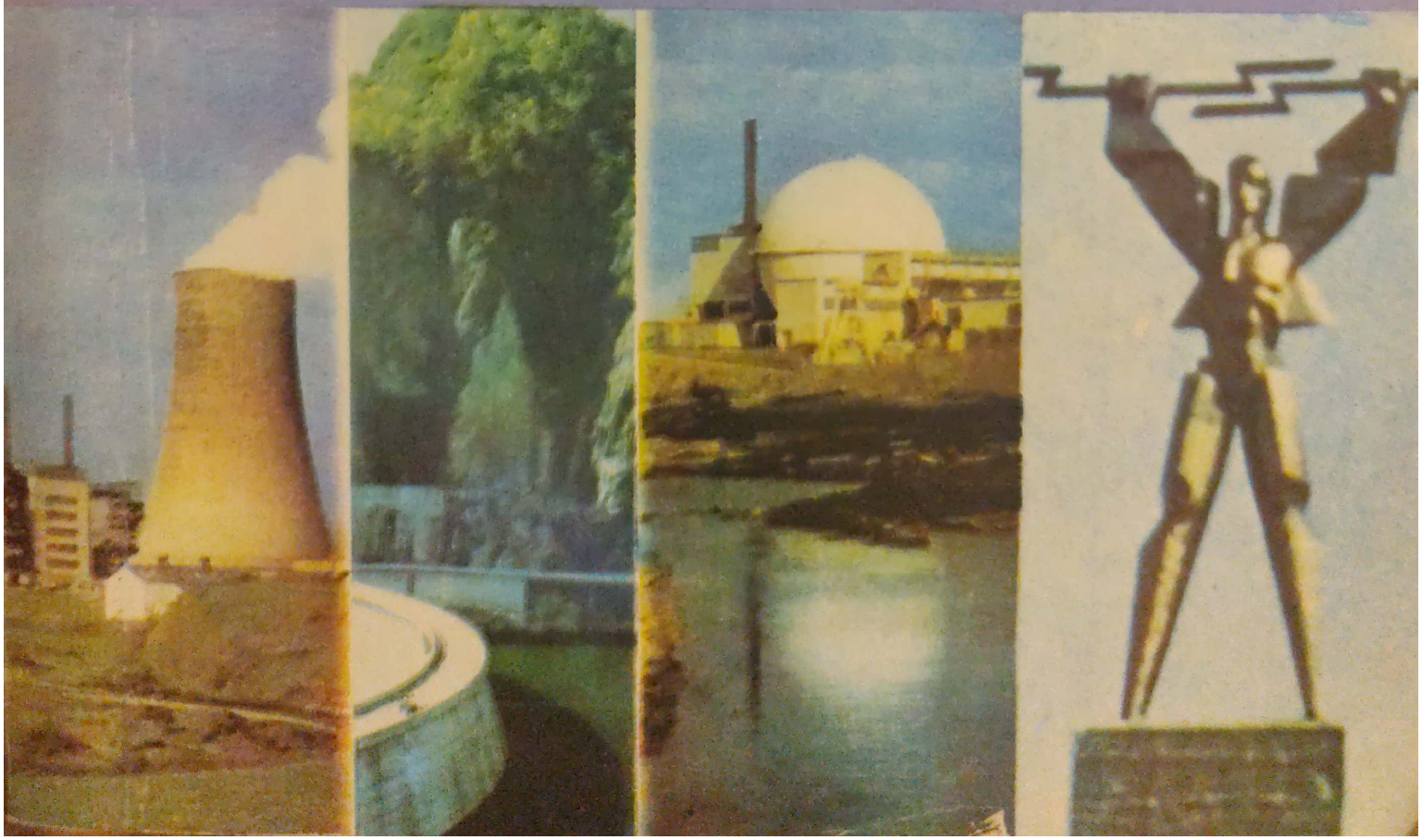
C. Moțoiu
H. Furtunescu
A. Leca
V. Athanasovici

Posibilități de economisire a combustibililor și căldurii în centralele termice industriale și termoelectrice



Scanned with OKEN Scanner

conf. ing. COSTIN MOȚOIU,
ing. HORIA FURTUNESCU,
șef de lucr. dr. ing. VICTOR ATHANASOVICI
conf. dr. ing. AURELIU LECA

Posibilități de economisire a combustibililor și căldurii în centralele termice industriale și termoelectrice

EDITURA TEHNICĂ
București – 1976

Scanned with OKEN Scanner

Lucrarea analizează căile de economisire a energiei la funcționarea centralelor termice, a celor termoelectrice de condensație, și de termoficare, în actualul stadiu de dezvoltare din țara noastră.

Se dau indicații practice cu privire la unele măsuri referitoare la cazane, turbine, pompe și aparate schimbătoare de căldură, insistîndu-se asupra importanței regimurilor de lucru și a reglajelor corespunzătoare. Se tratează în special probleme legate de folosirea combustibilului solid inferior, atît în ceea ce privește instalațiile de manipulare și pregătire cît și a celor de ardere și de evacuare a produselor de ardere. O atenție deosebită este acordată consecințelor și îmbunătățirilor realizabile prin aplicarea soluțiilor perfecționate și a reglării parametrilor la livrarea căldurii prin termoficare.

Lucrarea cuprinde, de asemenea, rezultatele obținute prin introducerea progresului tehnic și al aplicării unor optimizări în proiectarea și alegerea caracteristicilor instalațiilor. Se prezintă o serie de rezultate și tendințe recente la noi în țară și pe plan mondial. Ea constituie astfel un ajutor prețios pentru proiectanți și factorii de decizie în alegerea instalațiilor termoenergetice.

În sprijinul acțiunii de raționalizare a consumurilor de combustibil în economia națională, lucrarea dă indicații pentru calculul bilanțurilor termice ale unităților de cazane și turbine, conform normativelor în vigoare.

Lucrarea se adresează în principal celor care exploatează instalații termoenergetice, prezentînd posibilitățile de îmbunătățire a funcționării componentelor și a centralei în ansamblu. Ea valorifică o experiență de exploatare, cercetare și proiectare din țara noastră, prezentînd rezultatele într-o structură sistematizată și accesibilă la toate nivelele de pregătire profesională. Din acest punct de vedere ea este deosebit de utilă și studenților și tinerilor ingineri și tehnicieni, care nu dispun încă de suficientă experiență.

Control științific : ing. ALEXANDRU MIȘU
Redactor : ing. IOAN GANEA
Tehnoredactor : ELLY GORUN
Coperta : SIMONA NICULESCU

Bun de tipar : 20.09.1976.
Coli de tipar : 15,75. Planșe 1.
Tiraj : 2260+70 ex. broșate. C.Z. 621.186.

Intreprinderea Poligrafică Oltenia — cd.198.

Scanned with OKEN Scanner

Prefață

Dezvoltarea resurselor energetice și obținerea economiilor de energie în toate sectoarele de activitate industrială reprezintă o sarcină de mare actualitate. Documentele Congresului al XI-lea al Partidului Comunist Român și Decretul 620/1973, privind dezvoltarea bazei energetice și folosirea mai judicioasă a combustibililor și energiei, devenit Legea 140/1973, prevăd măsuri importante referitoare la ridicarea randamentelor energetice, reducerea pierderilor de energie la transport și distribuție, reducerea consumurilor specifice etc.

În sectorul producției energiei termice și electrice, la instalațiile cu abur din centralele termice, la centralele termoelectrice cu condensație și cele de termoficare, precum și în sistemul de livrare a căldurii, economia de energie primară este realizabilă printr-o mai bună exploatare a utilajelor, aducînd randamentele reale cît mai aproape de cele de calcul, corespunzătoare punctului optim de funcționare și reducînd, pe cît posibil, consumurile de energie electrică și termică pentru serviciile interne.

Toate aceste măsuri de economisire a energiei sînt condiționate la rîndul lor de concepția instalațiilor în ansamblul lor, de nivelul tehnic al echipamentelor și al posibilităților lor de reglaj, de calitatea echipamentelor. Rezultatele depind însă esențial și de raționala exploatare a utilajelor, de judicioasa folosire și manevrare a agregatelor din instalații, precum și de un șir de măsuri legate de întreținerea utilajelor, de asigurarea etanșeității instalațiilor și de limitare a pierderilor directe de căldură spre exterior.

Lucrarea de față analizează în primul rînd posibilitățile de economisire a energiei primare prin ridicarea randamentului și a limitării consumurilor serviciilor interne, pornind de la stadiul de concepție și de introducere a progresului tehnic, condiționat de analiza tehnico-economică de ansamblu, bazat pe restricțiile introduse

Scanned with OKEN Scanner

de sistemul în care acționează centrala termică sau termoelectrică și pe cele impuse de condițiile de fiabilitate. Sînt date de asemenea indicații asupra principiilor după care trebuie măsurat consumul de energie, evidențiate pierderile, și întocmit bilanțul de energie, la cazanele de abur și la turbinele cu abur.

În continuare lucrarea se axează pe analiza funcțională a diferitelor grupe de instalații din centralele termice, termoelectrice cu condensație și de termoficare, prezentînd și explorînd posibilitățile concrete ce apar în fiecare caz, legate de buna funcționare și de limitarea pierderilor de energie. Problemele sînt atacate din punctul de vedere al exploatării optime a unor utilaje executate și instalate. O atenție specială este acordată aspectelor tehnologice de reglare, mai ales în domeniul pompelor și al ventilatoarelor.

În lucrare s-au introdus numeroase date din experiența proprie și din rezultatele funcționării instalațiilor termoenergetice din țara noastră, axînd informațiile pe problemele specifice, de actualitate, ce se întîlnesc în centralele termice, termoelectrice și a celor de termoficare din România.

De asemenea, modul cum este abordată perfecționarea termoficării și ponderea acordată îmbunătățirilor posibile în exploatarea, respectiv reglajul corect al instalațiilor care livrează căldura, sînt un exemplu de adaptare a lucrării la probleme de actualitate și de perspectivă imediată la noi.

Lucrarea abordează și problemele tehnologice, termoenergetice, fără a intra în chestiunile legate de instalațiile electrice și cele ale chimismului apei și aburului.

Concluzia principală ce se desprinde din lucrare este că se pot obține economii importante de energie adaptînd permanent schemele și regimurile de funcționare ale instalațiilor la condițiile exterioare și la cerințele momentane, iar aceasta se poate face numai cu o bună cunoaștere a instalațiilor, cu efort uman suplimentar și cu încrederea în posibilitățile de manevrare sigură.

Prin concentrarea de informații practice asupra economiei de energie în centralele termice, termoelectrice și de termoficare și din analiza corelată a efectelor care decurg din interacțiunea sistemică a grupelor de instalații din aceste unități (din punctul de vedere al consumurilor specifice), prezentate în această lucrare sperăm să aducem o contribuție mobilizatoare la acțiunea națională de economisire a tuturor surselor de energie și la mai buna lor valorificare.

AUTORII

Scanned with OKEN Scanner

Cuprins

Capitolul 1. ECONOMII DE COMBUSTIBIL PRIN APLICAREA PROGRESULUI TEHNIC LA UTILAJELE PRINCIPALE 9

1.1. Economii de combustibil prin folosirea unităților mari și prin creșterea parametrilor ciclului termic 9
1.1.1. Efectul unităților mari 9
1.1.2. Creșterea presiunii și temperaturii inițiale a aburului 16
1.1.3. Scăderea presiunii de condensare 21

1.2. Funcționarea cazanelor de abur 24
1.2.1. Bilanțul termic al cazanelor de abur 24
1.2.2. Limitarea pierderilor de căldură prin gazele de ardere 28
1.2.3. Limitarea pierderilor de căldură datorite arderii chimice incomplete și arderii mecanice incomplete 41
1.2.4. Pierderile de căldură în mediul înconjurător 43
1.2.5. Pierderile cu căldura fizică a zgurei și pentru răcirea unor elemente de susținere a cazanului 44

1.3. Funcționarea turbinelor cu abur 45
1.3.1. Variația consumului specific cu încărcarea. Bilanțuri . 45
1.3.2. Recuperări și economii de căldură la pornire și oprire 52
1.3.3. Reducerea pierderilor sistematice și accidentale . . 57

Capitolul 2. ECONOMII DE COMBUSTIBIL PRIN RAȚIONALIZAREA FUNCȚIONĂRII CIRCUITULUI TERMIC 59

2.1. Raționalizări în schemele termice 59
2.1.1. Structura schemei termice, preîncălzirea apei de alimentare 59
2.1.2. Reducerea pierderilor de exergie în circuitul regenerativ 67
2.1.3. Degazarea termică 76
2.1.4. Pompele de alimentare 78
2.1.4.1. Puterea pompelor de alimentare 78
2.1.4.2. Influența construcției pompelor de alimentare 80
2.1.4.3. Antrenarea și reglajul pompelor de alimentare 83
2.1.5. Reducerea și recuperarea pierderilor de fluid și a celor de căldură 92
2.1.5.1. Legături ajutătoare, drenaje, goliri 92
2.1.5.2. Etanșeitatea circuitului termic 94
2.1.5.3. Izolația termică 95

2.2. Reducerea consumului de energie și raționalizări la instalațiile aferente sălii cazanelor și alimentării cu combustibil 99
2.2.1. Mori de cărbune, influența fineței de măcinare . . . 99
2.2.2. Ventilatoare de aer și gaze, antrenarea și reglajul lor 107

Scanned with OKEN Scanner

2.2.2.1. Puterea și debitul ventilatoarelor 107
2.2.2.2. Influența construcției ventilatoarelor 109
2.2.2.3. Antrenarea și reglarea ventilatoarelor 112
2.2.3. Reducerea consumului de căldură la alimentarea cu combustibil lichid 116
2.2.4. Reducerea pierderilor de energie la alimentarea cu combustibil solid 118
2.3. Optimizarea funcționării instalațiilor de răcire 127
2.3.1. Încălzirea apei în condensator și debitul de apă de răcire 127
2.3.2. Menținerea curățeniei condensatoarelor în exploatare 135
2.3.3. Extragerea aerului, menținerea vidului 141
2.3.4. Funcționarea turnurilor de răcire 148

Capitolul 3. ECONOMII DE COMBUSTIBIL LA CENTRALELE DE TERMOFICARE 155

3.1. Determinarea economiei de combustibil realizată prin utilizarea turbinelor de termoficare 155
3.1.1. Turbine cu condensație și o priză reglabilă urbană . . . 156
3.1.1.1. Turbine cu o singură treaptă de preîncălzire a apei de rețea 156
3.1.1.2. Turbine cu preîncălzirea apei de rețea în mai multe trepte 162
3.1.2. Turbine cu condensație și două prize reglabile. . . . 165
3.1.3. Calculul economiei anuale de combustibil 168
3.2. Coeficientul de termoficare și economia de combustibil realizabilă în CET 172
3.3. Încadrarea CET în sistemul energetic și distribuția sarcinilor între turboagregate 177
3.3.1. Eficiența termică a producerii puterii electrice de vîrf 177
3.3.1.1. Procedeele de obținere a puterii de vîrf a CET 178
3.3.1.2. Disponibilitatea puterii electrice suplimentare, în cazul turbinelor cu condensație și priză reglabilă urbană 183
3.3.1.3. Cazul turbinelor cu condensație și două prize reglabile 188
3.3.2. Repartizarea sarcinilor termice și electrice între turbinele CET urbare 191
3.3.2.1. Repartiția sarcinilor termice 192
3.3.2.2. Repartiția sarcinilor electrice 194
3.4. Distribuția sarcinii termice între treptele de preîncălzire la CET urbane 195
3.4.1. Eficiența preîncălzirii apei din rețea în mai multe trepte 195
3.4.2. Repartiția sarcinii termice urbane. 198
3.5. Folosirea condensatoarelor turbinelor de termoficare ca treaptă de preîncălzire 203

Scanned with OKEN Scanner

3.5.1. Calculul economiei de combustibil 203
3.5.2. Determinarea regimului optim de funcţionare a turbinelor de termoficare cu preîncălzirea apei de reţea în condensator 209
3.5.3. Economicitatea funcţionării turbinelor T-50-130 şi T-100-130 cu preîncălzirea apei de reţea în condensator . . . 215
3.5.3.1. Limitele economicităţii utilizării condensatorului turbinei T-50-130 215
3.5.3.2. Eficienţa funcţionării turbinei T-100-130 . . . 222
3.6. Reglajul cantităţii de căldură din CET. 225
3.6.1. Regimul termic al apei din reţea şi efectul asupra economicităţii CET 225
3.6.1.1. Influenţa temperaturii apei din conducta de întoarcere. 225
3.6.1.2. Influenţa reducerii în timpul nopţii a temperaturii apei din conducta de ducere. 227
3.6.2. Reglajul centralizat calitativ-cantitativ 232
3.6.2.1. Funcţionarea pompelor de reţea din CET cu debit variabil 232
3.6.2.2. Eficienţa energetică a reglajului calitativ-cantitativ 235
3.6.2.3. Stabilirea graficului de reglaj la CET, ţinînd seama de structura consumului total de căldură 241
3.6.2.4. Distribuţia debitelor apei din reţea între turbinele de termoficare de tipuri diferite, ... 245
Bibliografie 249

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 1

Economii de combustibil prin aplicarea progresului tehnic la utilajele principale

1.1. Economii de combustibil prin folosirea unităților mari și prin creșterea parametrilor ciclului termic

1.1.1. Efectul unităților mari

Cu creșterea numărului consumatorilor de energie electrică și cu ridicarea posibilităților de fabricație ale industriei în ceea ce privește turbinele și generatoarele electrice, s-au mărit puterile unitare din centralele termoelectrice. Ca o consecință au crescut și capacitățile de producție ale cazanelor de abur, urmărindu-se în mod generalizat realizarea blocurilor energetice cu un cazan și o turbină.

Nevoile crescînde de abur ale industriei și mărirea capacităților de producție ale centralelor de termoficare au condus în mod asemănător la construirea de unități de cazane de abur de presiune joasă și mijlocie, precum și de cazane de apă fierbinte, cu debite din ce în ce mai mari.

În privința blocurilor energetice cu condensație, puterea cea mai mare întîlnită este la centralele convenționale, cu abur supraîncălzit și supraîncălzire intermediară de 1 300 MW, pe două linii de arbori și de 800 MW pe un singur arbore. Toate grupurile pe un arbore au turația de 3 000 rot/min (3 600 rot/min la 60 Hz). La această turație, puterea unitară realizabilă în prezent, folosind un număr maxim de cinci corpuri, dintre care trei corpuri de joasă presiune cu dublu flux, este de cca. 1 000 MW.

Scanned with OKEN Scanner

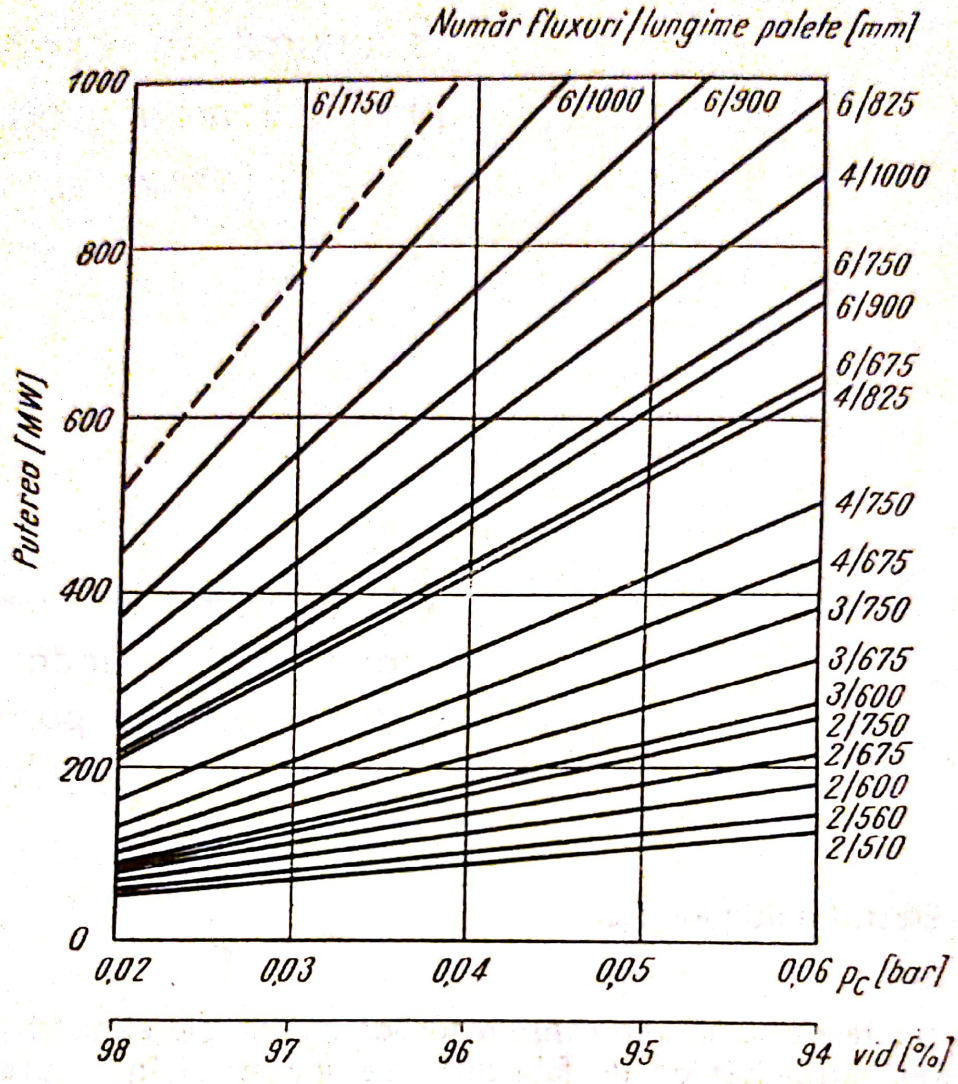


Fig. 1.1. Puterea maximă a turbinelor în funcție de presiunea de condensare, de numărul fluxurilor de joasă presiune și de lungimea ultimelor palete.

Elementul limitativ al puterii turbinei îl constituie secțiunea de ieșire a aburului din turbină. Din această cauză, la unitățile de foarte mare putere, apare tendința de a crește presiunea nominală în condensator, chiar dacă prin aceasta se afectează negativ randamentul ciclului termic.

În fig. 1.1 sînt arătate puterile maxime realizabile de turbinele cu abur, în funcție de numărul fluxurilor și de lungimea ultimelor palete, la diferite presiuni de condensare. Ca exemple sînt de citat turbina de 600 MW din centralele franceze, cu 6 fluxuri, la presiunea de condensare de 0,035 bar și turbinele de 750 MW de la centrala Monroe — S.U.A. cu patru fluxuri, la presiunea de condensare de 0,051 bar.

Randamentul intern crește cu raza hidraulică a canalului de curgere și deci este influențat în mod pozitiv de mărirea debitului volumetric. O creștere

Scanned with OKEN Scanner

însemnată de randament intern are loc și la grupurile de putere mică și mijlocie și mai ales în zona părții de înaltă și medie presiune. Tendința de creștere se menține însă și la părțile de înaltă și medie presiune ale turbinelor de mare putere.

După [1.1], randamentul intern al unui corp de medie presiune este indicat pentru diferite debite de abur în fig. 1.2.

Pentru corpurile de joasă presiune cu mai multe fluxuri în paralel, după statistica acelorași autori, randamentul intern este dat de o expresie de forma :

$$\eta_i = 91{,}93 - \frac{1\,270\,000}{D \cdot v} \cdot z - \Delta\,\eta_{p,t} \qquad (1.1)$$

în care : D este debitul maxim, în kg/s ;
v — volumul specific al aburului la intrarea în corp, în m^3/kg ;
z — numărul de fluxuri în paralel ;
$\Delta\,\eta_{p,t}$ — modificarea de randament, datorită valorii presiunii și temperaturii inițiale, în %.

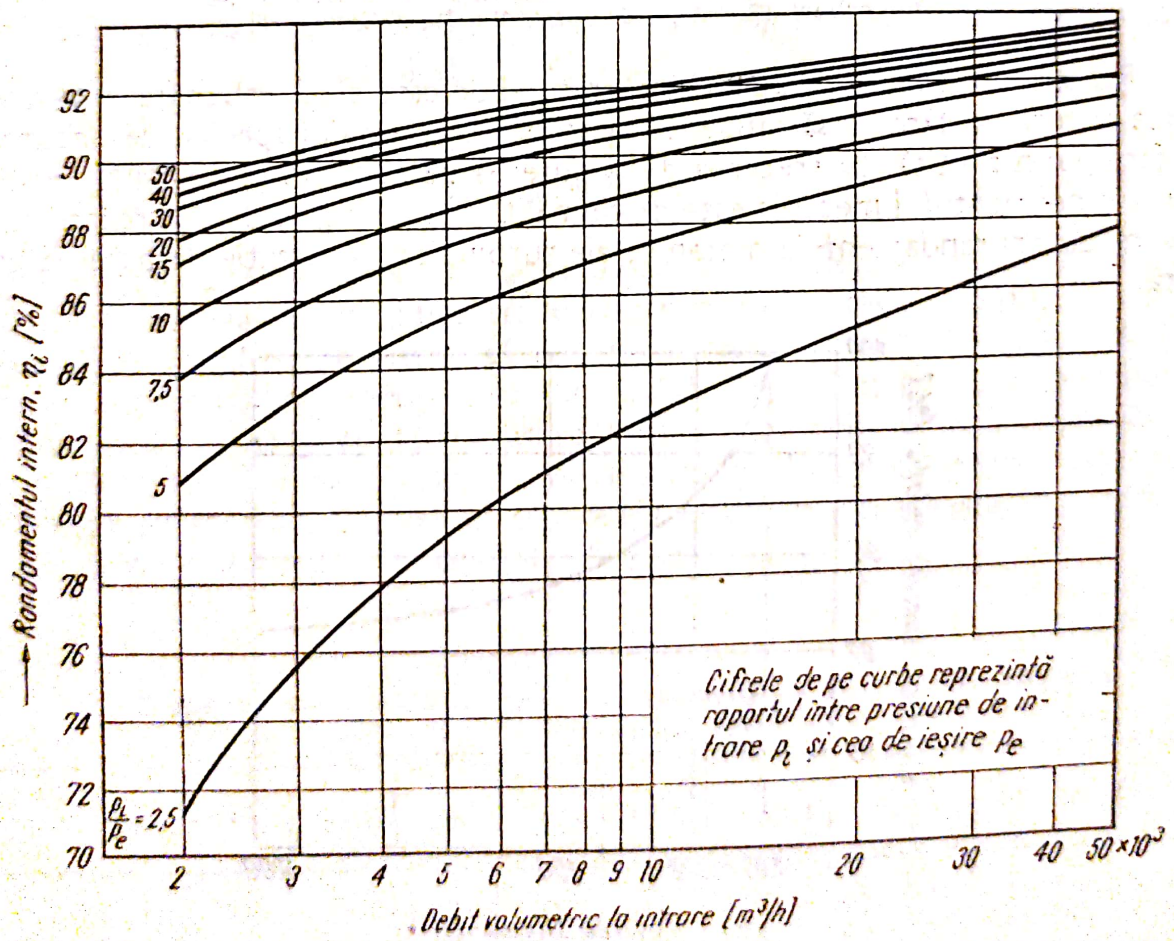


Fig. 1.2. Randamentul intern al corpurilor de medie presiune, în funcție de debitul de abur.

Scanned with OKEN Scanner

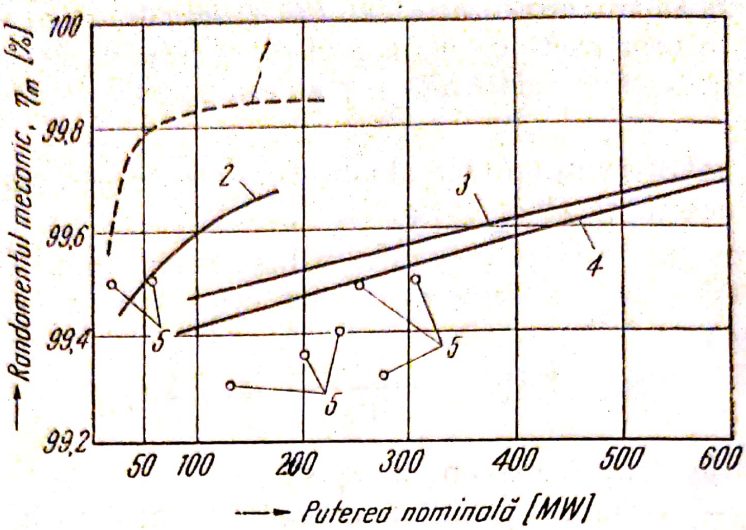


Fig. 1.3. Randamentele mecanice ale turbinelor cu abur în funcție de putere :

1 — turbină cu un singur corp (date europene) ; *2* — turbină cu un corp (date S.U.A.) ; *3* — turbină cu mai multe corpuri, pe un arbore (S.U.A.) ; *4* — turbină pe doi arbori (S.U.A.) ; *5* — puncte după Kriese [5].

Randamentul mecanic al turbinelor cu abur este și el îmbunătățit de creșterea puterii unitare, însă influența sa asupra consumului specific de ansamblu se face puțin simțită. La trecerea de la puterea de 200 MW la 600 MW, modificarea randamentului mecanic este de numai 0,2 %. În fig. 1.3. sînt redate după diverși autori randamentele mecanice ale turbinelor, în funcție de puterea unitară.

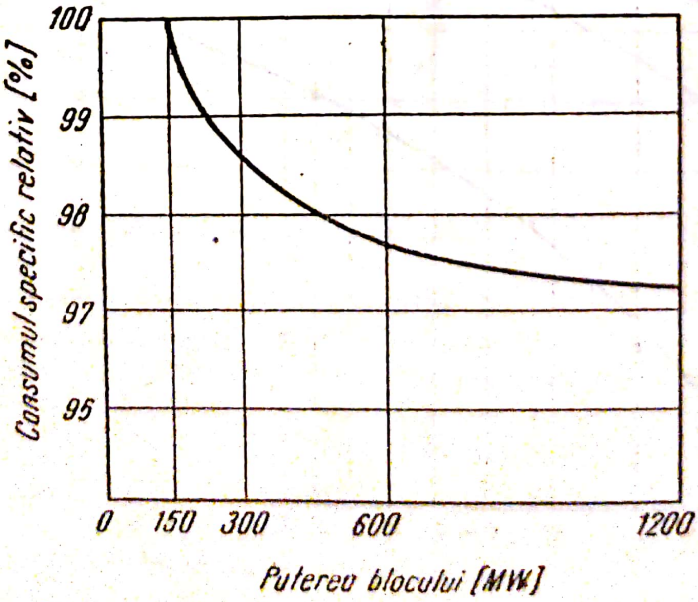


Fig. 1.4. Reducerea consumului specific cu creșterea puterii unitare.

Scanned with OKEN Scanner

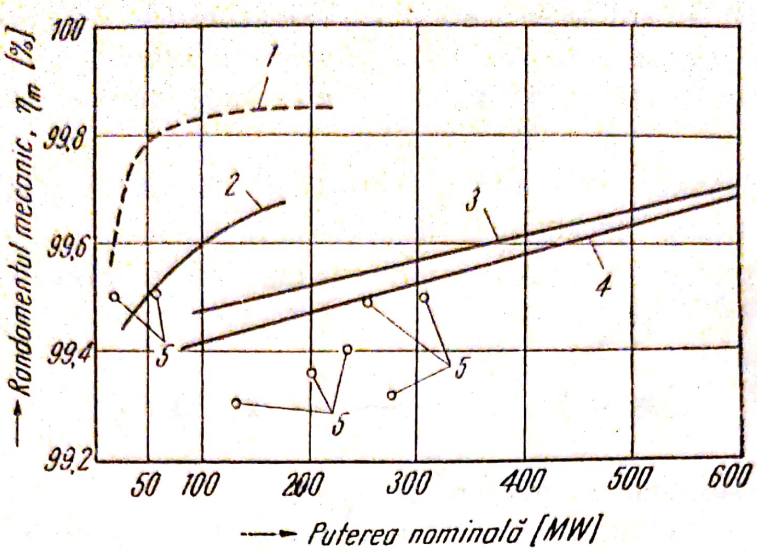


Fig. 1.3. Randamentele mecanice ale turbinelor cu abur în funcție de putere :

1 — turbină cu un singur corp (date europene) ; *2* — turbină cu un corp (date S.U.A.) ; *3* — turbină cu mai multe corpuri, pe un arbore (S.U.A.) ; *4* — turbină pe doi arbori (S.U.A.) ; *5* — puncte după Kriese [5].

Randamentul mecanic al turbinelor cu abur este și el îmbunătățit de creșterea puterii unitare, însă influența sa asupra consumului specific de ansamblu se face puțin simțită. La trecerea de la puterea de 200 MW la 600 MW, modificarea randamentului mecanic este de numai 0,2 %. În fig. 1.3. sînt redate după diverși autori randamentele mecanice ale turbinelor, în funcție de puterea unitară.

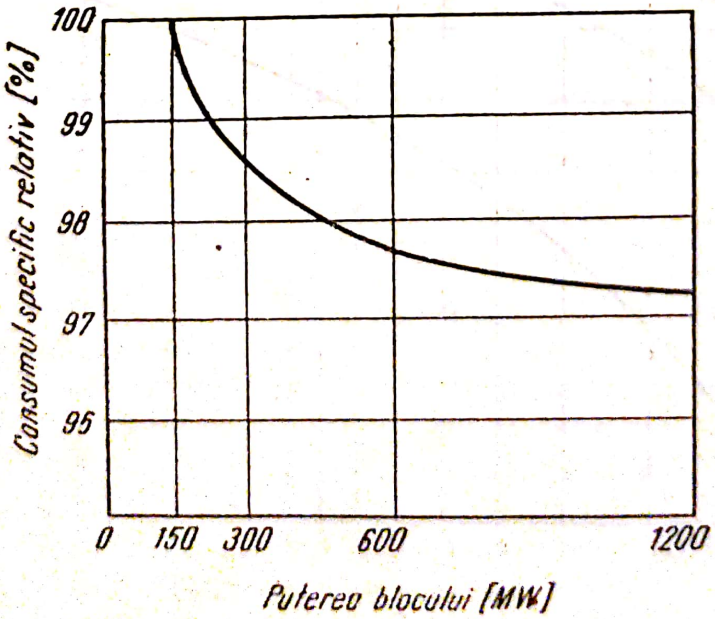


Fig. 1.4. Reducerea consumului specific cu creșterea puterii unitare.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru aceiași parametri inițiali ai ciclului, ținînd seama de tendința de creștere a presiunii la condensator și de efectele randamentelor intern și mecanic, se constată o îmbunătățire a consumului specific pe ansamblul blocului, după cum se poate urmări și în fig. 1.4. Practic, la puteri mai mari de 350 MW, reducerea consumului specific este neînsemnată în raport cu creșterea puterii unitare și nu depășește 0,5—0,7% la trecerea de la 300 MW la 600 MW.

Principalul efect al adoptării puterilor unitare mari este reducerea investiției specifice și prin aceasta micșorarea costului energiei produse. Investiția specifică se modifică pentru ansamblul unui bloc în proporția :

$$i_2 = i_1 \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^n \text{ [lei/kW]}, \tag{1.2}$$

unde i_1 și i_2 sînt investițiile specifice pentru unitățile cu puterea P_1 și P_2.

Exponentul n are valorile aproximative :

— la unitățile cu combustibil lichid,

$$n = 0{,}20 \ldots 0{,}22 ;$$

— la unitățile folosind cărbune inferior,

$$n = 0{,}15 \ldots 0{,}18 ;$$

— la centralele nuclearoelectrice cu reactoare termice moderate cu apă,

$$n = 0{,}35 \ldots 0{,}45.$$

Numărul de personal de exploatare se modifică în mod neînsemnat la unitățile de condensație de mare putere. În consecință numărul specific om/MW și cheltuielile directe și indirecte legate de personal se micșorează cu creșterea puterii unitare.

Statisticile privind disponibilitatea blocurilor în centralele termoelectrice arată că în general acest indice scade cu creșterea puterii unității. Statistica întreprinsă în S.U.A. de Institutul Electric Edison, ediția 1973 [1.2], indică o variație a disponibilității grupurilor din S.U.A. în raport cu puterea unitară, cu presiunea inițială și cu temperatura inițială (fig. 1.5). În mod asemănător, statisticile întocmite de Electricite de France (EdF) indică pentru cele trei paliere de puteri mari folosite în centralele electrice din această țară valorile de disponibilitate redate în tabelul 1.1 [1.3].

Tabelul 1.1

Indici de disponibilitate, în % la blocurile de 125, 250 și 600 MW cu supraîncălzire intermediară, din Franța [1.3]

Putere unitară —MW—	1966	1967	1968	1969	1970	1971	1972	1973	Observații
125	78	82	85	87	84	85	85	88	125 bar 540/540°C
250	62	59	73	78	83	85	85	82	137 bar 565/565°C
600	—	—	—	46	52	61	57	69	163 bar 565/565°C

Scanned with OKEN Scanner

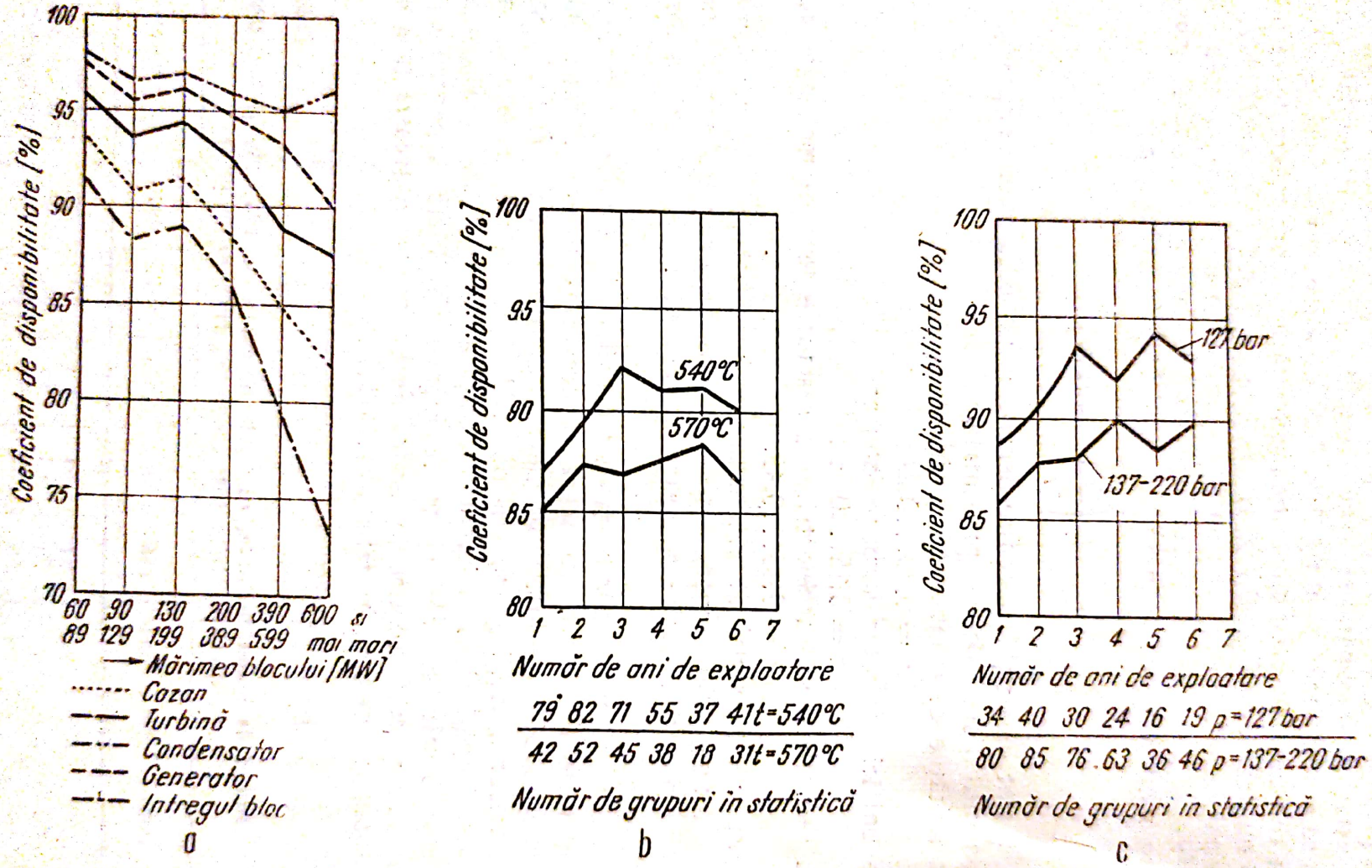
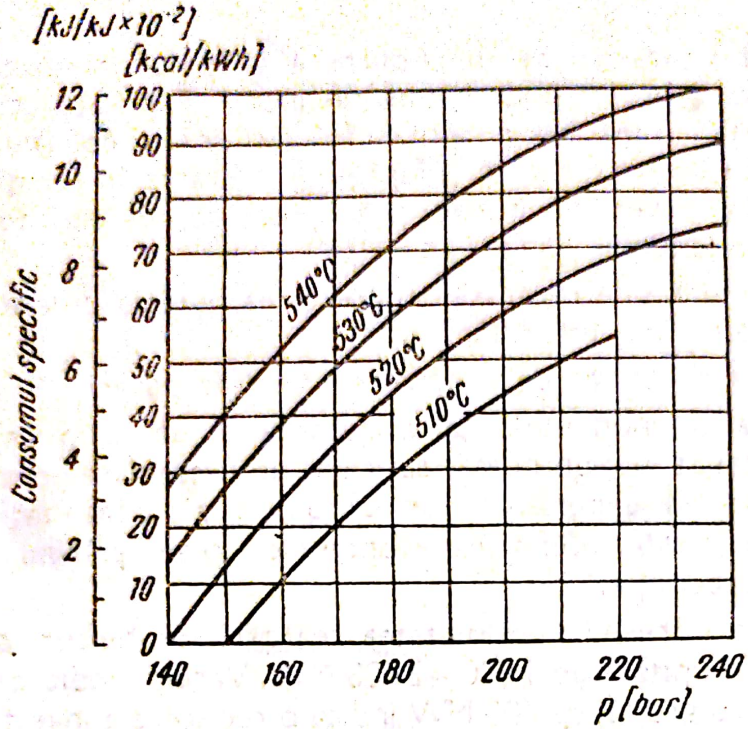
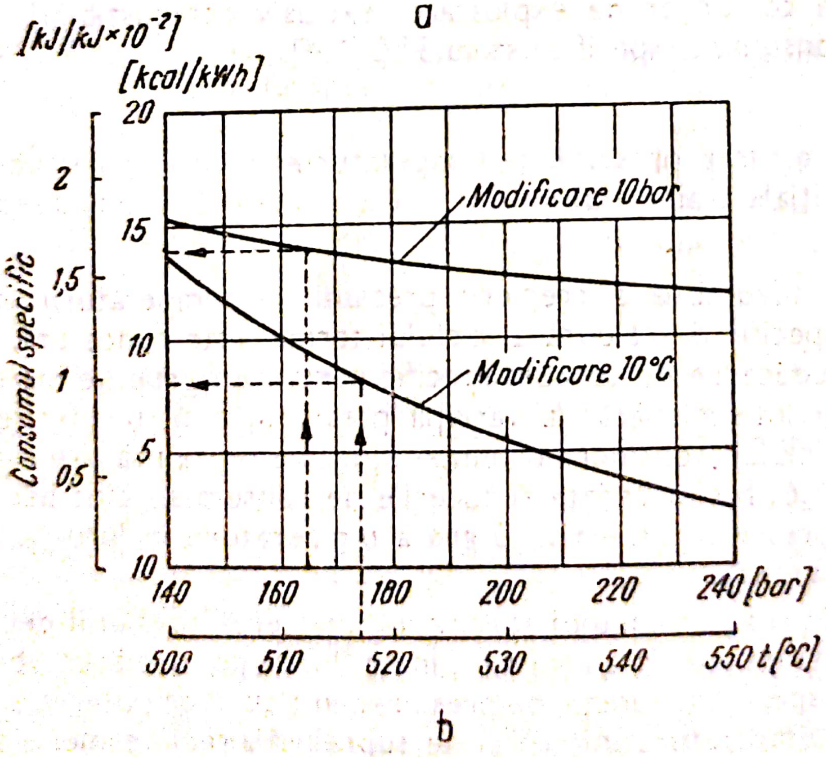


Fig. 1.5. Variația disponibilității unităților de mare putere :
a — diferite echipamente în funcție de puterea unitară ; *b* — cazane în funcție de temperatura inițială ; *c* — cazane în funcție de presiunea inițială.



a



b

Fig. 1.6. Reducerea consumului specific în funcție de modificarea parametrilor inițiali :

a — la variația presiunii și temperaturii aburului ; *b* — la o modificare cu 10 bar a presiunii și cu 10 grd a temperaturii în jurul valorii nominale (în abscisă).

Scanned with OKEN Scanner

Micșorarea disponibilității de funcționare a unui grup are în principal următoarele cauze :

— Reducerea siguranței de funcționare a grupului, respectiv majorarea indicatorului q care definește *probabilitatea de avarie*. Explicația acestei reduceri este faptul că odată cu mărirea puterii se folosesc soluții noi și dimensiuni noi pentru unele componente, precum și faptul că siguranța în funcționare a unui agregat depinde de experiența furnizorului, deci cu numărul de instalații de același tip realizate anterior.

— Mărirea timpilor de reparație cu creșterea puterii unitare datorită majorării dimensiunilor componentelor.

— Prelungirea duratelor de pornire cu mărirea puterii.

Standardizarea componentelor și asigurarea că un grup de foarte mare putere poate fi instalat într-un număr suficient de exemplare pentru a beneficia de efectele pozitive ale experienței furnizorului și ale organizației de exploatare sînt esențiale pentru definirea economiilor reale privind combustibilul și cheltuielile de producție.

După 1980, se întrevede posibilitatea realizării de blocuri cu turbine pe doi arbori cu puteri unitare de 1 800—2 000 MW. Variația indicilor acestui grup estimați în raport cu grupul de 600 MW indică o reducere a investiției cu 12 %, o reducere a costurilor de exploatare, exclusiv combustibilul, cu 38 % și o reducere a consumului specific net cu 3 % [1.4].

1.1.2. Creșterea presiunii și temperaturii inițiale a aburului

Influența favorabilă a creșterii presiunii și temperaturii inițiale asupra consumului specific de căldură al ciclului termic este cunoscută. În fig. 1.6, *a* sînt redate reducerile de consum specific pentru un grup de mare putere cu o supraîncălzire intermediară, la variația presiunii, pentru diferite temperaturi maxime ale ciclului, considerînd temperatura de supraîncălzire egală cu cea inițială. În fig. 1.6, *b* sînt redate reducerile de consum specific pentru o variație de 10 bar a presiunii respectiv 10 grd a temperaturii în jurul valorii nominale înscrise pe abscisă.

Îmbunătățirea consumului specific cu creșterea presiunii depinde în mare măsură de puterea unitară a grupului. În fig. 1.7 se pot urmări curbele de variație a consumului specific în funcție de presiunea inițială și de puterea unitară, pentru instalații cu temperatura inițială și de supraîncălzire intermeaiară de 538°C și presiunea de condensare de 0,05 bar. Creșterea presiunii aduce și unele efecte secundare favorabile datorită reducerii volumului specific al aburului. Astfel, conductele de abur, care la unitățile cu supraîncălzire intermediară constituie o cotă importantă din costul blocului, au diametre mai reduse. Variația caracte-

Scanned with OKEN Scanner

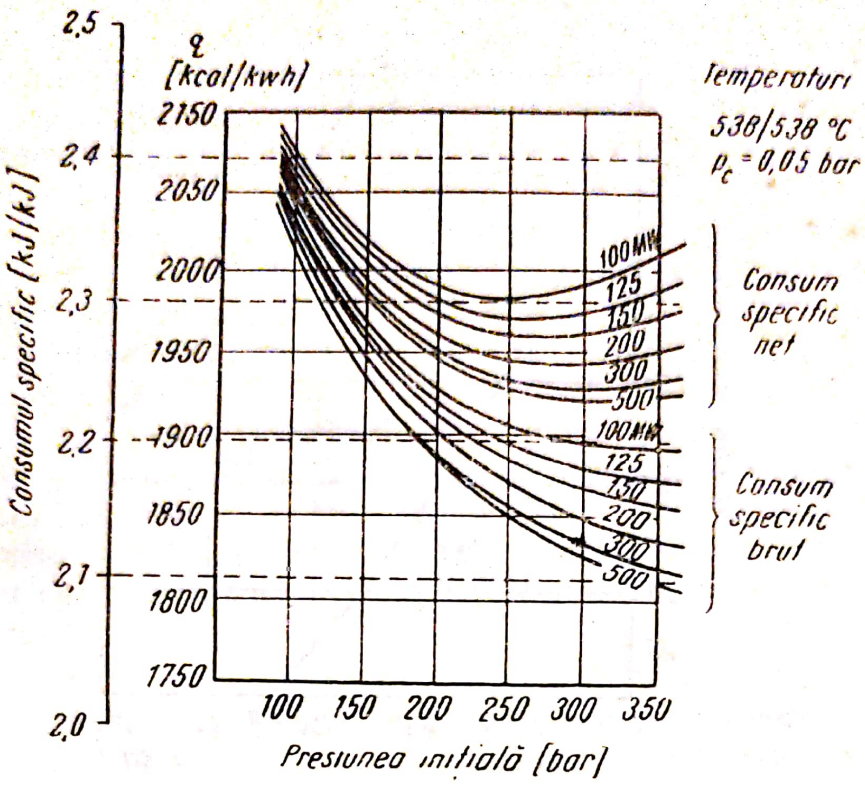


Fig. 1.7. Influența puterii unitare asupra modificării consumului specific cu presiunea.

risticilor conductelor principale de abur este arătată după [1.5] în tabelul 1.2. Greutățile corespund unui debit de 950 t/h, repartizat pe două fire paralele. Creșterea presiunii reduce diametrul interior al conductelor și în ansamblu

Tabelul 1.2

Variația caracteristicilor conductelor de înaltă presiune care leagă cazanul cu turbina

Presiunea inițială, bar	140	180	220	250	
Temperatura inițială, °C	535	535	535	535	535
Viteza aburului în conductă m/s	31,2	36,5	41,8	47,2	45,7
Grosimea peretelui (s), mm	23,2	24,7	26,1	26,5	17,4
Diametrul interior (d'), mm	232	187	157	137	135
Variația procentuală a greutății, %	100	88,5	81	73,5	42,7

Scanned with OKEN Scanner

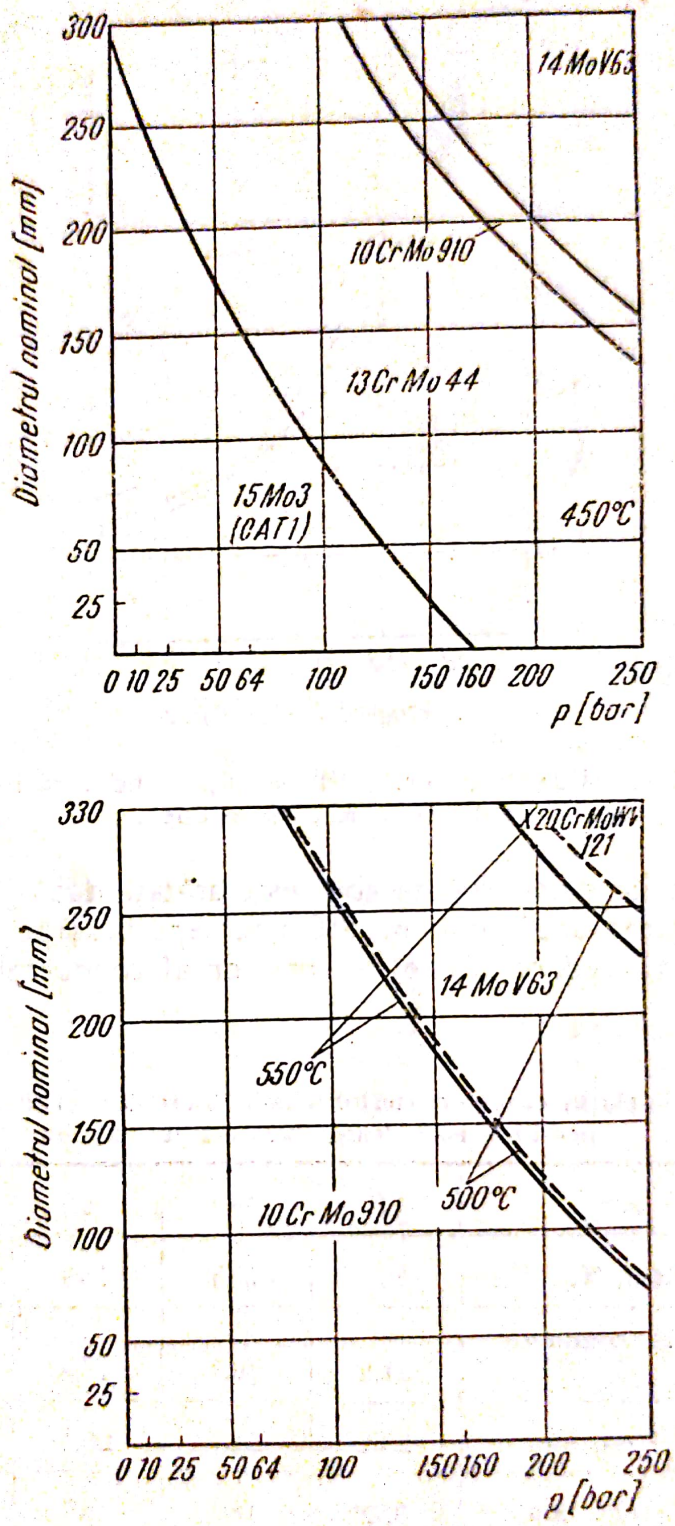


Fig. 1.8. Exemple de oțeluri folosite pentru conducte de diametru mare la diferite presiuni și temperaturi de abur.

Scanned with OKEN Scanner

micșorează greutatea lor, mai ales dacă creșterea presiunii este însoțită de o reducere de temperatură. Pentru același diametru interior, capacitatea de transport se mărește și astfel, la grupurile de foarte mare putere, se poate eventual limita numărul de conducte în paralel care la unitățile de 750—800 MW este în jur de patru.

Pierderea de energie corespunzătoare unei pierderi constante de presiune pe conductă se reduce odată cu creșterea presiunii. Pentru o pierdere de randament constantă, dacă se trece de la 140 la 250 bar, vitezele admisibile ale aburului pe conducte sînt practic de patru ori mai mari. Acestea majorează de asemenea capacitatea de transport a conductei.

Din tabelul 1.2 rezultă și creșterea cu presiunea a raportului *s/d* între grosimea peretelui și diametrul interior. Pentru a limita grosimea pereților conductelor, greutatea lor și rigiditatea chiar la temperaturi de 535—540°C, apare rentabil să se folosească mărci superioare de oțeluri. În fig. 1.8 sînt arătate domeniile de folosire optimă a diferitelor oțeluri pentru conducte, în funcție de presiunea și temperatura aburului.

Căderea de presiune pe conductele spre și de la supraîncălzitorul intermediar influențată simțitor consumul specific. Un bar diferență de presiune între ieșirea din corpul de înaltă presiune și intrarea în corpul de medie presiune este echivalent, din punct de vedere al diferenței de consum specific, cu 10 bar diferență de presiune la cazan, pentru grupurile de 315 MW de construcție Rateau cu presiunea nominală de 180 bar. De aici reiese importanța pe care o are dimensionarea acestor trasee, în vederea reducerii consumului de combustibil.

Ridicarea temperaturii inițiale și de supraîncălzire intermediară duce la o micșorare aproape liniară a consumului de combustibil de 60—70 kJ/kWh, la ciclurile cu supraîncălzire simplă și de 50—60 kJ/kWh, la ciclurile cu supraîncălzire intermediară. Înrăutățirea fiabilității echipamentului cu temperatura (fig. 1.5) și în special coroziunea vanadică la supraîncălzitoarele cazanelor fac ca în actuala etapă de dezvoltare a centralelor termoelectrice, deși există o amplă experiență în folosirea temperaturii de 570°C, precum și a celor din domeniul 593—650°C, să fie generalizată folosirea temperaturii de 540°C la aburul supraîncălzit [1.6].

Variațiile relative ale consumului specific la modificarea în exploatarea parametrilor inițiali, pentru blocul de 315 MW, 180 bar, t_1 și $t_{si} = 540$°C sînt prezentate în fig. 1.9 .Se vede că nerealizarea temperaturii nominale a aburului în exploatare conduce la pierderi care, după cum rezultă din fig. 1.9 sînt mai mari pentru scăderea temperaturii aburului viu și decît pentru scăderea temperaturii la supraîncălzirea intermediară.

Scanned with OKEN Scanner

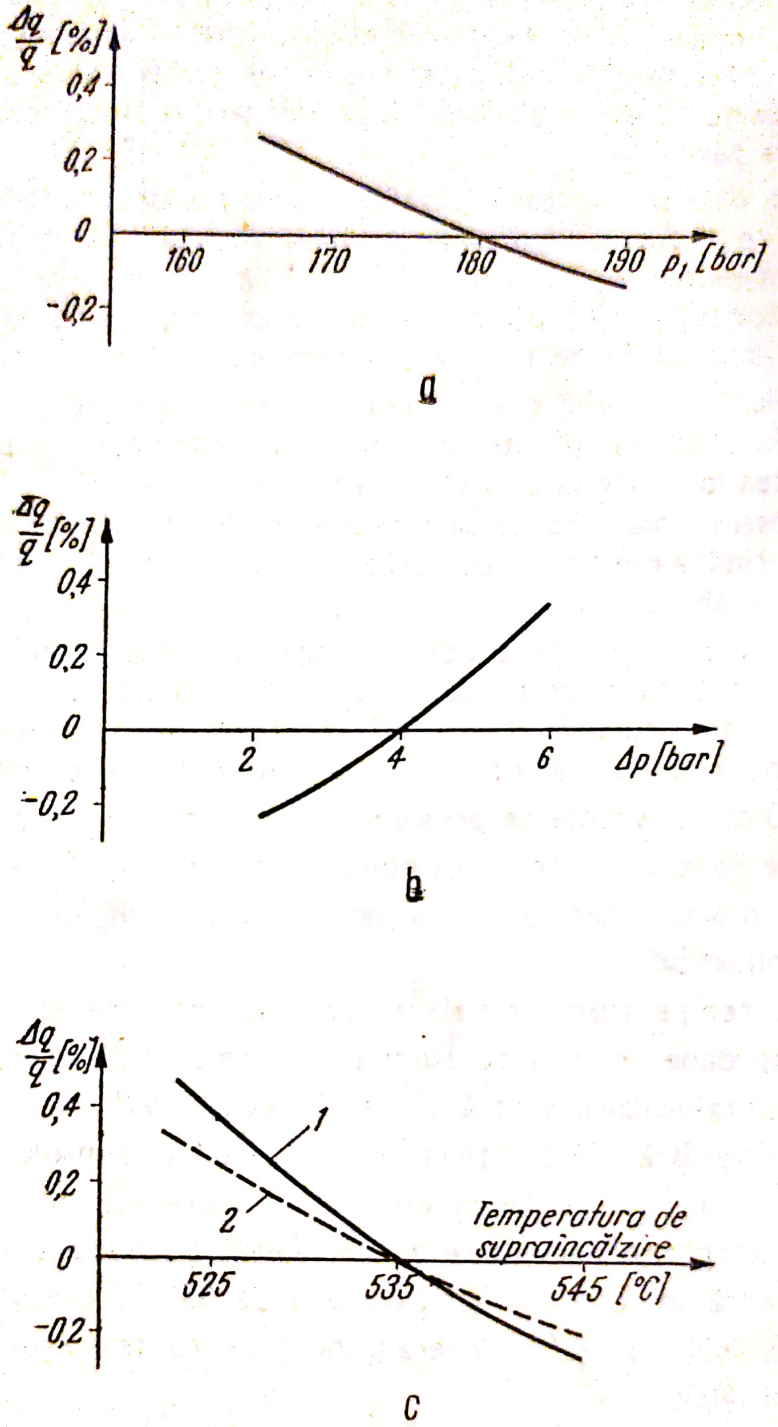


Fig. 1.9. Variația relativă a consumului specific la modificarea parametrilor inițiali, pentru blocul de 315 MW, $p_1 = 180$ bar, t_1 și $t_{si} = 540°C$:

a — în funcție de abaterea presiunii inițiale ; *b* — în funcție de modificarea căderii de presiune în traseul supraîncălzirii intermediare ; *c* — în funcție de modificarea temperaturilor : *1* — temperatura inițială ; *2* — temperatura aburului supraîncălzit intermediar.

Scanned with OKEN Scanner

1.1.3. Scăderea presiunii de condensare

În ciclul Carnot, o scădere a temperaturii sursei calde cu ΔT conduce la îmbunătățirea randamentului și la o reducere a consumului specific de

$$\Delta q = \frac{T_1}{T_1 - T_2} - \frac{T_1 - \Delta T}{T_1 - \Delta T - T_2} = \frac{T_2 \cdot \Delta T}{(T_1 - T_2)^2 - \Delta T(T_1 - T_2)} \text{ [kJ/kJ]}. \quad (1.3)$$

Aceeași modificare a temperaturii sursei reci, în sensul scăderii ei de la T_2 la $T_2 - \Delta T$, atrage după sine o îmbunătățire a randamentului $\Delta q'$.

Raportul acestor două modificări este de

$$A = \frac{\Delta q'}{\Delta q} = \frac{T_1}{T_2} \text{ [grd/grd]}. \quad (1.4)$$

Valoarea raportului A este de 2,50—3 la temperaturile T_1 și T_2 uzuale din centralele termoelectrice actuale.

În ciclul real, cu o supraîncălzire intermediară, pentru temperatura inițială de 540°C, dacă se consideră și efectul preîncălzirii apei de alimentare, raportul are valori cuprinse între 6 și 8, la instalații cu presiunea 130 bar și 5, la instalații supracritice.

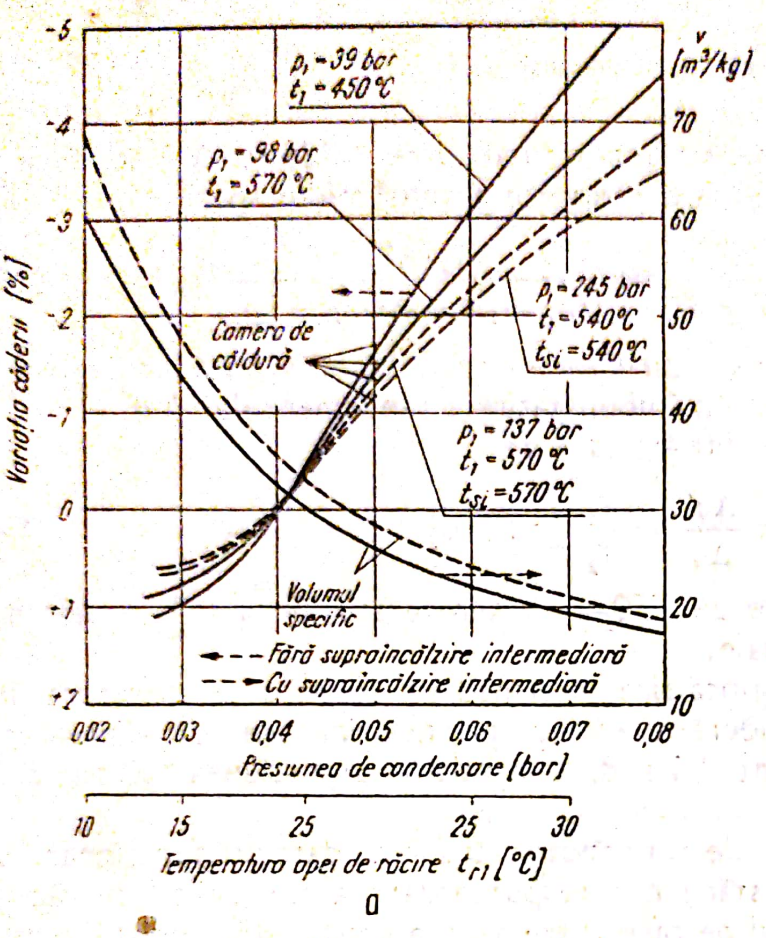
O creștere a temperaturii de condensare cu 5 grd, datorită funcționării cu condensatorul murdar sau a stării necorespunzătoare a turnurilor de răcire, echivalează în medie cu efectul pe care îl are asupra consumului specific o micșorare a temperaturii inițiale cu 30 grd. Acestea arată că una din principalele căi pentru economisirea combustibilului în centralele termoelectrice cu condensație este menținerea temperaturii de condensare la valorile cele mai coborîte dictate de posibilitatea evacuării căldurii în mediul înconjurător. În practică, efectul termodinamic al reducerii temperaturii de condensare este limitat de condițiile curgerii aburului în ultima treaptă și după ultima treaptă a turbinei, datorită următoarelor fenomene [1.6]:

a. Prin micșorarea temperaturii, respectiv a presiunii de condensare, se mărește volumul specific al aburului și deci vitezele de curgere ale acestuia. Aceasta influențează triunghiurile de viteză, cel puțin pentru ultimele două trepte și în consecință randamentul intern al acestora.

b. Odată cu micșorarea presiunii se mărește umiditatea aburului, ceea ce introduce pierderi suplimentare de energie, dat fiind că picăturile de apă se deplasează cu viteză mai redusă decît aburul. Energia pierdută servește în parte la eroziunea paletelor, fenomen asociat măririi umidității.

c. Energia cinetică a aburului la ieșirea din ultimele palete ale turbinei este practic pierdută. Ea crește cu pătratul vitezei componentei axiale a vitezei reziduale și constituie un factor negativ al reducerii presiunii în condensator. Viteza axială maximă în secțiunea de ieșire din paletaj este viteza critică, adică viteza sunetului în aburul de joasă presiune (385 m/s). Coborîrea presiunii dincolo de nivelul la care se atinge viteza critică nu mai aduce avantaje.

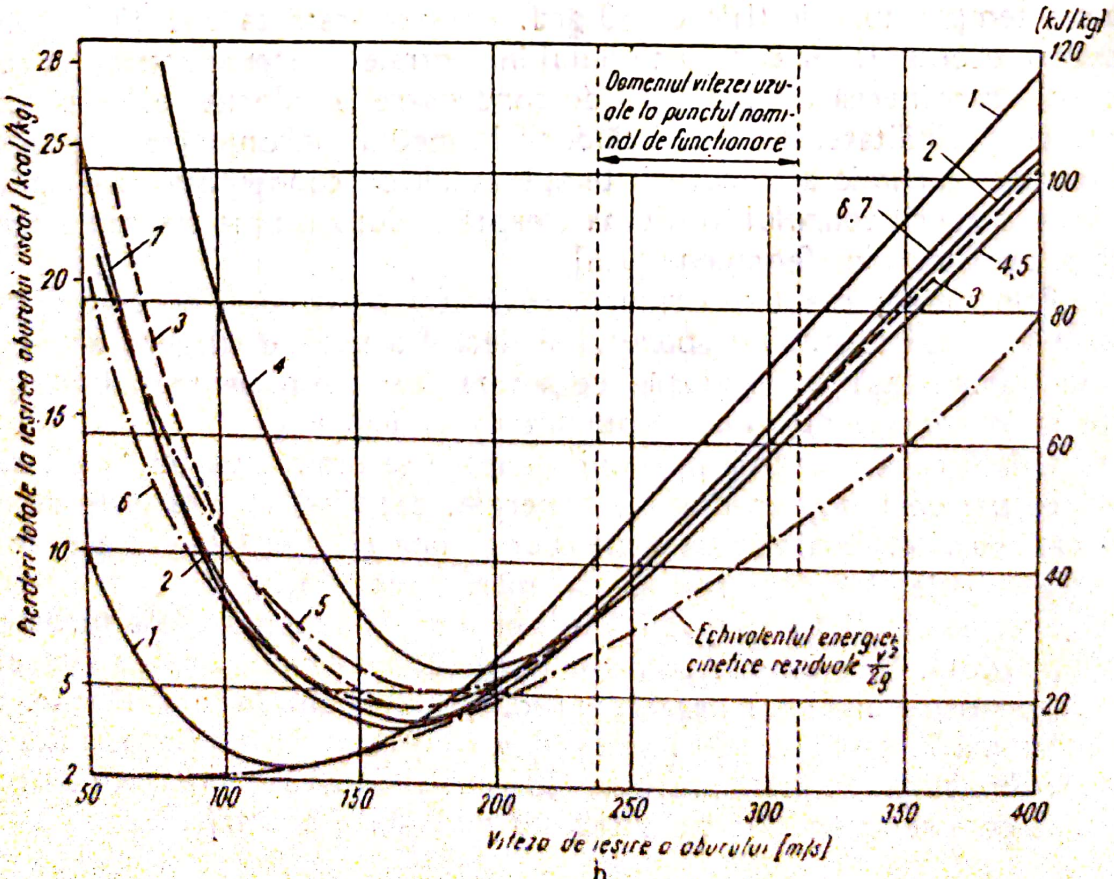
Scanned with OKEN Scanner



a

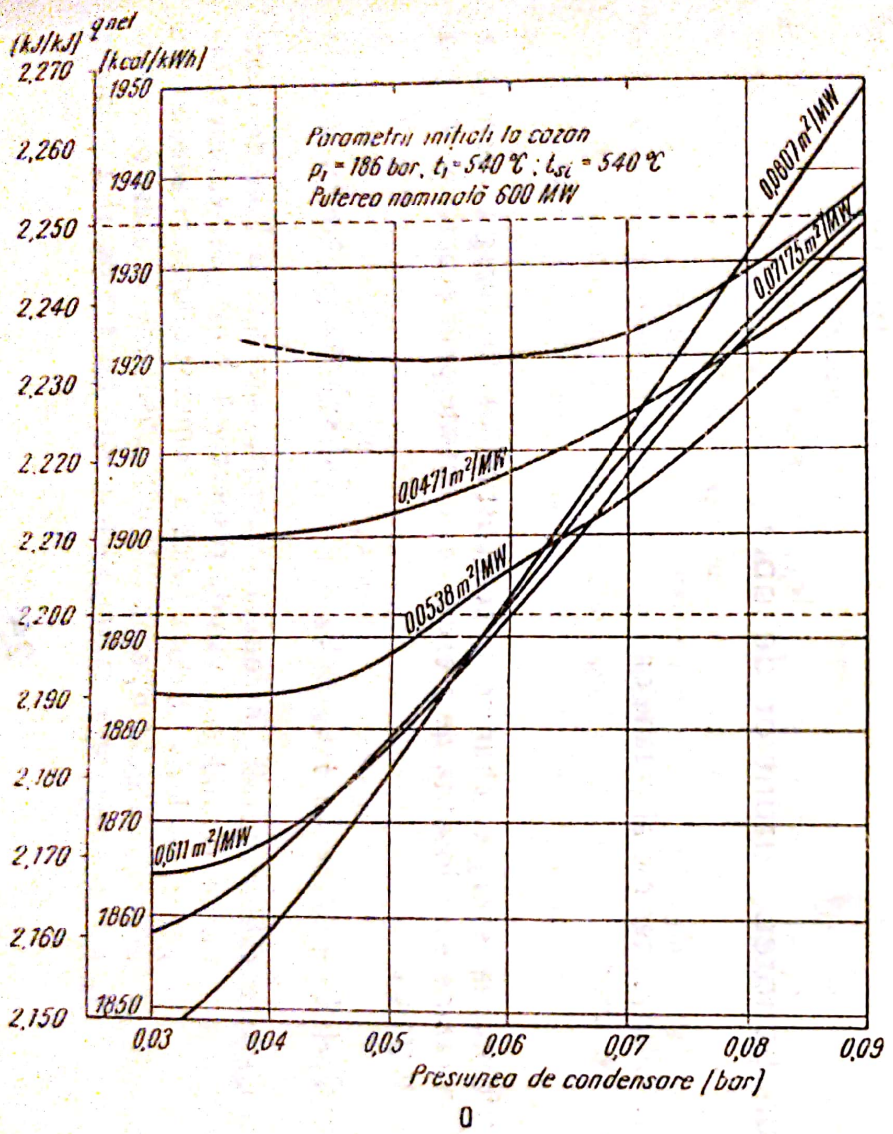
Fig. 1.10. Comportarea turbinelor la variația presiunii în condensator :

a — variația procentuală a căderii de căldură ținînd seama de pierderile reziduale de energie și variația volumului specific a aburului la ieșirea din turbină ; *b* — valoarea totală a pierderilor de energie la ieșirea din turbină :
1 — lungimea paletei finale l = =363 . . . 508 mm ; 2 — l=584 mm ; 3 — l=660 mm ; 4 — l=762 mm ; 5 — l=895 mm ; 6 — l=967 mm ; 7 — l=1 095 mm. ——— 3 000 și 3 600 rot/min ; - - - — 1 500 și 1 800 rot/min.



b

Scanned with OKEN Scanner



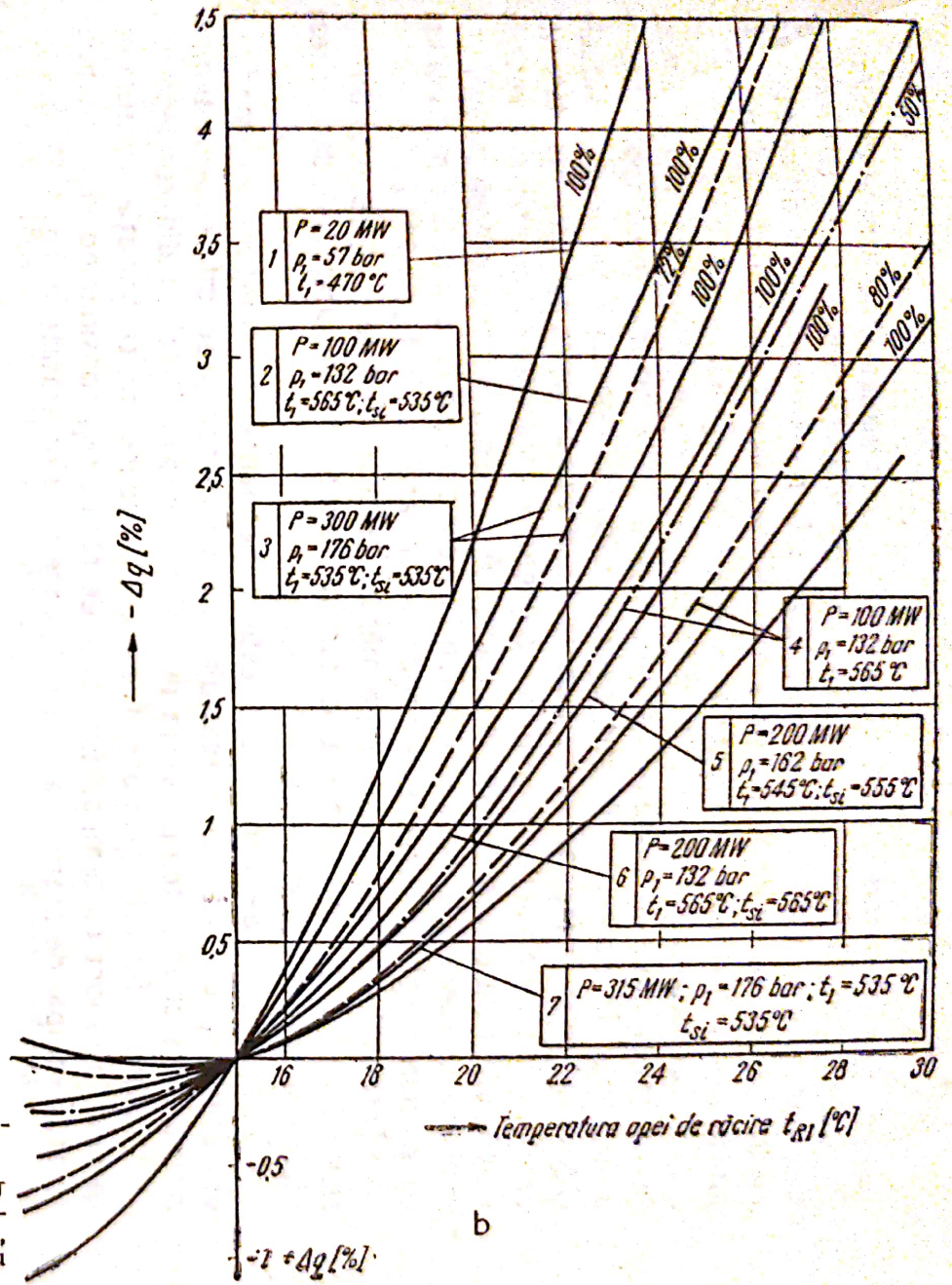


Fig. 1.11. Variația consumului specific la modificarea presiunii în condensator :

a — variația consumului specific în kcal/kWh sau kJ/kJ pentru diferite secțiuni de ieșire ale aceleiași turbine ; *b* — variația relativă a consumului specific (curba de corecție), în raport cu modificarea temperaturii apei de răcire, pentru diferite turbine construite.

În fig. 1.10, *a* este arătată modificarea procentuală a căderii nete de căldură în turbină, ținînd seama de efectele asociate scăderii temperaturii de condensare pentru o turbină cu abur, iar în fig. 1.10, *b*, este arătată modificarea pierderilor totale de energie la ieșirea din ultima treaptă a turbinei, în funcție de viteza axială reziduală, după statistici din S.U.A. [1.1].

Se constată că pierderile sînt mai mari la paletele cu lungime sub 580 mm, însă toate paletele cu lungimi cuprinse între 584 și 1 095 mm se comportă foarte asemănător în domeniul folosit pentru valoarea nominală a vitezei reziduale (240—320 m/s), independent de turație. La viteze de ieșire sub 180 m/s, datorită deformării triunghiurilor de viteză, pierderile cresc rapid, cu atît mai repede cu cît lungimea paletelor este mai mare. Acesta explică accelerarea înrăutățirii consumului specific la mărirea presiunii de condensare la turbinele dimensionate cu secțiuni largi de curgere la condensator, arătată în fig. 1.11, *a*.

Totodată este explicabil că pe măsură ce secțiunea de curgere este dimensionată mai larg, comportarea la sarcini reduse se înrăutățește, dacă viteza reziduală scade sub 150 m/s.

Temperatura de condensare este dependentă de temperatura mediului de răcire t_{R_1}, de încălzire a acestuia în condensator și de diferența de temperatură între abur și temperatura de ieșire a mediului răcitor din condensator.

Pentru diferitele grupuri, firmele furnizoare indică variația consumului specific în raport cu temperatura apei de răcire t_{R_1}, considerînd condensatorul curat. Exemple de asemenea curbe de corecție sînt arătate în fig. 1.11, *b*.

1.2. Funcționarea cazanelor de abur

1.2.1. Bilanțul termic al cazanelor de abur

Transformarea energiei chimice a combustibililor în energia termică a aburului în cazane este însoțită de pierderi evidențiate prin ecuația generală a bilanțului termic:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \qquad \text{[kJ/kg] sau [kJ/Nm}^3\text{]}, \qquad (1.5)$$

în care: Q_t este căldura totală, introdusă în cazan, raportată la 1 kg de combustibil solid sau lichid, respectiv 1 Nm^3 de combustibil gazos, inclusiv căldura fizică a combustibilului și aerului de ardere, cu evidențierea căldurii consumate în acest scop din surse exterioare cazanului sau sălii de cazane și a căldurii

Scanned with OKEN Scanner

consumate pentru descompunerea unor componente minerale conținute în combustibilii solizi (de exemplu pentru descompunerea carbonaților) ;

Q_1 — căldura utilă ;
Q_2 — pierderi de căldură cu gazele de ardere ;
Q_3 — pierderi de căldură datorite arderii chimice incomplete ;
Q_4 — pierderi de căldură datorite arderii mecanice incomplete ;
Q_5 — pierderi de căldură în mediul înconjurător ;
Q_6 — pierderi prin căldura fizică a zgurei și pentru răcirea unor elemente constructive ale cazanului.

Pentru simplificarea calculelor, pierderile de căldură se exprimă procentual,

$$q_i = \frac{Q_i}{Q_t} \cdot 100 \ [\%]. \tag{1.6}$$

Suma pierderilor de căldură ale cazanului devine în acest caz,

$$\Sigma q = q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \ [\%]. \tag{1.7}$$

Randamentul brut al cazanului va fi

$$\eta_{c.br.} = 100 - \Sigma q \ [\%]. \tag{1.8}$$

Determinarea randamentului brut al cazanelor are o importanță deosebită și se efectuează în următoarele cazuri :

— în cadrul probelor de garanție la cazanele noi, în cît mai scurt timp după punerea în funcțiune, spre a se stabili realizarea performanțelor proiectate și garantate, care va servi ulterior ca nivel de referință privind starea cazanului în cursul exploatării pe întreaga durată de viață ;

— la execuția de modificări constructive ale cazanului, vizînd modernizarea acestuia și îmbunătățirea performanțelor în exploatare ;

— la modificarea sortului de combustibil utilizat ;

— înainte și după execuția de lucrări de reparații și în special înainte și după reparațiile capitale ;

— la înrăutățirea consumurilor specifice în exploatare, în scopul depistării cauzelor și stabilirii lucrărilor de remediere necesare ;

— pentru ridicarea caracteristicilor de funcționare și stabilirea curbelor de corecție pentru abateri de la parametrii nominali.

Măsurările și calculele se efectuează conform normelor și metodologiilor internaționale sau naționale, convenite în cadrul unor contracte sau aprobate spre aplicare. În funcție de mărimea cazanului, felul combustibilului și scopul în care se efectuează probele se folosesc următoarele metode de determinare a randamentului brut :

— metoda directă, bazată pe măsurarea debitului de abur (sau de căldură) produs de cazan și a cantității de combustibil introdusă în cazan ;

Scanned with OKEN Scanner

— metoda indirectă, bazată pe măsurarea debitului de abur (sau de căldură) produs de cazan și pe determinarea pierderilor.

În practică se preferă metoda indirectă fiind mai precisă și permițînd totodată stabilirea ponderii fiecărei categorii de pierderi; aceasta face posibilă stabilirea mai ușoară a măsurilor necesare pentru limitarea acestora.

Organizarea probelor, modul de execuție al măsurărilor și de efectuare a calculelor sînt stabilite prin normative [1.7].

Pentru conducerea operativă a exploatării, este deosebit de utilă aplicarea unor metode simplificate de determinare a randamentelor, sau de testare a funcționării cazanelor pe baza efectuării unor măsurări și calcule simplificate, cu compararea rezultatelor obținute la testări similare anterioare sau cu cele obținute la probe de anvergură executate de către echipe specializate.

Una dintre cele mai cunoscute metode simplificate este metoda Peker, pentru determinarea rapidă a randamentului brut. Caracteristic pentru această metodă este determinarea pierderilor procentuale de căldură cu gazele de ardere

$$q_2 = (k\,\alpha_{ev} + c)\,\frac{t_g - t_{aer}}{100} \cdot \frac{100 - q_4}{100}, \qquad (1.9)$$

unde: t_g este temperatura finală a gazelor arse, în °C;
t_{aer} — temperatura aerului, în °C;
α_{ev} — excesul de aer la ieșire din cazan;
k și c — coeficienți experimentali depinzînd de combustibilul folosit, indicați în tabelul 1.3.

Tabelul 1.3

Valorile coeficienților experimentali, k și c

Felul combustibilului	k
Cărbune și păcură	$3{,}5 + 0{,}021\ W_r$
Lemne și turbă	$3{,}35 + 0{,}02\ W_r$
Gaze	3,6

Felul combustibilului	c
Antracit	$0{,}35 + 0{,}005\ W_r$
Huile și lignit	$0{,}49 + 0{,}055\ W_r$
Turbă	$0{,}82 + 0{,}052\ W_r$
Lemne	$0{,}77 + 0{,}055\ W_r$
Păcură	$0{,}493 + 0{,}058\ W_r$
Gaze	0,5

Notă:

$W_r = \dfrac{W^l \cdot 1\,000}{Q_{ci}}$ este umiditatea de referință a combustibilului;

W^l — umiditatea inițială a combustibilului.

Scanned with OKEN Scanner

Pe baza rezultatelor măsurărilor sau a testării valorilor caracteristice obținute în funcționarea cazanului, se apreciază necesitatea opririi cazanului pentru executarea de lucrări în vederea creșterii economicității funcționării, se poate evalua calitatea lucrărilor de reparații și efectele economice obținute.

În cadrul probelor complete pentru stabilirea randamentului brut al unui cazan se determină :

— caracteristica energetică primară $B_c = f(Q_{uc})$,

unde : B_c este consumul de combustibil al cazanului ;

Q_{uc} — căldura utilă preluată de agentul de lucru din agregatul de cazan ;

— caracteristicile auxiliare $B_c = f(Q_1)$ și $B_c = f(D_1)$,

unde : Q_1 este căldura conținută în debitul de abur viu livrat de cazan (inclusiv cantitatea de căldură preluată de aburul supraîncălzit intermediar, dacă este cazul) ;

D_1 — debitul de abur viu livrat de cazan ;

— caracteristicile energetice derivate ;

— consumul specific de combustibil b_c, în funcție de Q_{uc}, Q_1 și D_1 ;

— randamentul $\eta_{c.br.}$ și variația acestuia funcție de Q_{uc}, Q_1 și D_1 ;

— creșterea relativă ε_c, în funcție de Q_{uc}, Q_1 și D_1,

unde : ε_c este creșterea relativă a consumului de combustibil convențional al cazanului

$$\varepsilon_c = \frac{d\,B_c}{d\,Q_{uc}}.$$

Determinarea acestor date și caracteristici permite stabilirea graficelor de exploatare a sălii de cazane care să conducă la consumul cel mai redus de combustibil, în funcție de sarcina termică solicitată de consumatori, fixînd :

— ordinea de pornire a cazanelor, pentru acoperirea unei sarcini termice date ;

— ordinea de încărcare-descărcare a cazanelor, ținînd seamă de creșterile relative, la variații de sarcină termică pe sala de cazane.

Optimizarea funcționării cazanelor se face luînd în considerare toate elementele de exploatare, precum :

— consumurile de căldură și combustibil pentru porniri și opriri ;

— valoarea minimului tehnic de funcționare al fiecărui cazan ;

— consumul de energie electrică al agregatelor auxiliare ;

— caracteristica variației consumului de căldură necesar a fi livrat ;

— siguranța solicitată de consumatori pentru acoperirea sarcinii termice pe o perioadă dată, ținînd seamă de graficul de limitări convenit.

În aprecierea globală a economicității funcționării unui cazan sau al unei centrale termice cu cazane de abur sau de apă fierbinte, este necesar să se țină seamă de consumul de energie electrică al agregatelor auxiliare ale fiecărui

Scanned with OKEN Scanner

cazan în parte și ale sălii de cazane în ansamblu (inclusiv ale gospodăriei de combustibil). Se obține astfel randamentul net al cazanului, sau al sălii de cazane. Pentru centralele termoelectrice însă acest indicator este mai puțin semnificativ avînd în vedere necesitatea optimizării ansamblului centralei, evaluată prin consumul specific net, respectiv a randamentului net de producere a energiei electrice.

1.2.2. Limitarea pierderilor de căldură prin gazele de ardere

Pierderile de căldură prin gazele de ardere constituie diferența dintre conținutul de căldură al produselor arderii după ultima suprafață de schimb de căldură a cazanului și conținutul de căldură al aerului exterior [1.7]:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_t} \cdot 100 = \frac{(I_{ev} - \alpha_{ev} I^{\circ}_{ar})(100 - q_4)}{Q_t} \; [\%] \qquad (1.10)$$

în care: I_{ev} este entalpia produselor de ardere, cu excesul de aer α_{ev} și la temperatura t_{ev} după ultima suprafață de schimb de căldură a cazanului, în kJ/kg sau kJ/Nm³ pentru combustibil gazos);

I°_{ar} — entalpia cantității stoechiometrice de aer pentru ardere la temperatura exterioară, în kJ/kg (sau kJ/Nm³);

q_4 — pierderi procentuale de căldură datorite arderii mecanice incomplete.

În cazul combustibililor solizi se iau în considerare și pierderile datorite evacuării cenușii calde.

Pentru cenușa captată în separatoare intercalate între suprafețele de schimb de căldură sau separată din gazele de ardere fierbinți înaintea ventilatorului de recirculație (la cazanele cu recirculație de gaze), se adaugă pierderile prin cenușa separată, calculate după formula

$$\Delta I_c = \frac{\eta_{s.c.}}{100} a_g \frac{A^i}{100} [(ct)_{c.f.} - (ct)_{c.ev.}] \quad [kJ/kg] \qquad (1.11)$$

în care: $\eta_{s.c.}$ este randamentul separatorului de cenușă fierbinte;

a_g — cota parte din cenușa totală antrenată din focar cu gazele de ardere;

A^i — cenușa raportată la masa inițială;

$(ct)_{c.f.}$ — conținutul de căldură al cenușii fierbinți, în kJ/kg;

$(ct)_{c.ev.}$ — conținutul de căldură al cenușii evacuate din cazan (după ultima suprafață de schimb de căldură), în kJ/kg.

Scanned with OKEN Scanner

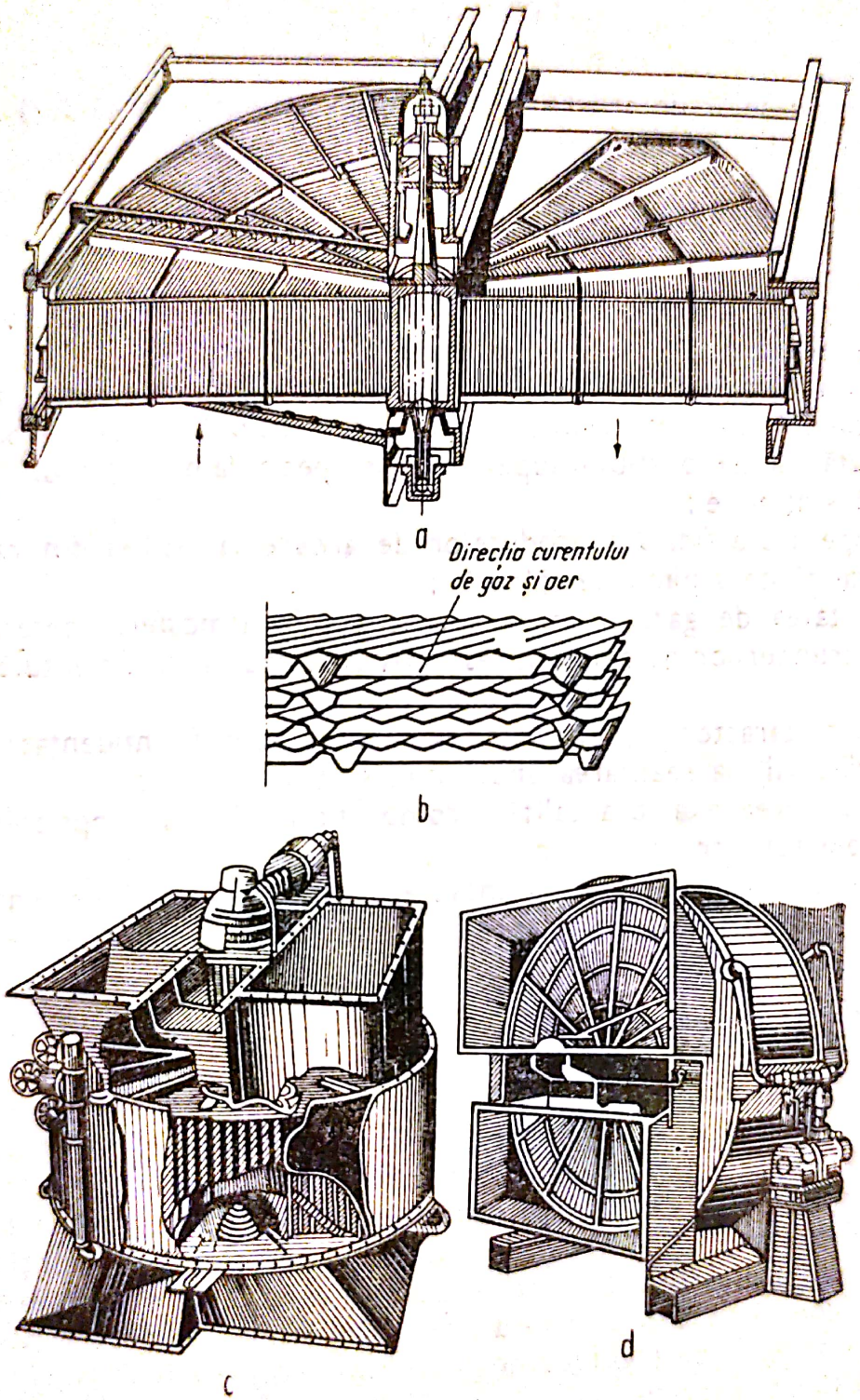


Fig. 1.12. Preîncălzitor de aer regenerativ sistem Ljungström : *a* — secțiune ; *b* — construcția elementelor celulelor din tablă de oțel ; *c* — realizare constructivă cu ax vertical ; *d* — realizare constructivă cu ax orizontal.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cazurile în care

$$1\,000\,\frac{a_g\,A^i}{Q_i^i} > 6,$$

la entalpia produselor de ardere se adaugă și conținutul de căldură al cenușii evacuate, calculat după formula

$$I_{c.ev.} = (ct)_{c.ev.}\,\frac{A^i}{100}\,a_g \ [kJ/kg]. \qquad (1.12)$$

Factorii principali care condiționează valoarea pierderilor de căldură prin gazele de ardere sînt :

— natura combustibilului folosit ; la combustibilii inferiori, cu conținut ridicat de cenușă, pot interveni cu o pondere sensibilă pierderile prin cenușa caldă evacuată ; la combustibilii superiori și în special la hidrocarburi, pierderile prin cenușă sînt nule ;

— temperatura finală a produselor de ardere la ieșirea din cazan (după ultima suprafață de schimb de căldură) ;

— cantitatea de gaze de ardere evacuate în atmosferă, determinată de mărimea pătrunderilor de aer fals, respectiv de valoarea coeficientului de exces de aer.

Natura și caracteristicile combustibilului nu pot fi influențate, astfel că sarcinile principale la realizarea unui cazan sînt :

— cunoașterea exactă a calității combustibilului și a proprietăților fizice și chimice ale tuturor componenților ;

— adaptarea în cea mai mare măsură posibilă a tuturor elementelor componente ale cazanului la proprietățile combustibilului care urmează a fi utilizat.

Reducerea maximă a temperaturii produselor de ardere la ieșirea din cazan este condiționată de posibilitățile de realizare ale preîncălzitorului de aer, astfel încît acesta să reziste la coroziune și eroziune.

La cazanele destinate să funcționeze cu gaze naturale sau păcură, efectele de eroziune sînt practic nule, astfel că preîncălzitoarele de aer sînt concepute să reziste în special la coroziune. La marea majoritate a cazanelor mari destinate să funcționeze pe gaze și păcură se folosesc preîncălzitoare de aer regenerative tip Ljungström (fig. 1.12). În cazul utilizării păcurii cu conținut ridicat de sulf, se aplică diverse soluții de reducere a coroziunii. Pentru exemplificare se prezintă concepția de realizare a preîncălzitoarelor de aer de la cazanul de 1 850 t/h al blocului de 600 MW de la centrala Porcheville B [1.8] din Franța, destinat să funcționeze pe păcură cu sulf mult. Din studiile asupra coroziunii a rezultat că aceasta variază în funcție de temperatura metalului (fig. 1.13). La temperaturi scăzute ale metalului (sub 60°C), coroziunea scade cu creșterea temperaturii, după care viteza de coroziune crește cu temperatura, atingînd un maxim în jurul valorii de 100°C ; în continuare viteza de coroziune scade cu

Scanned with OKEN Scanner

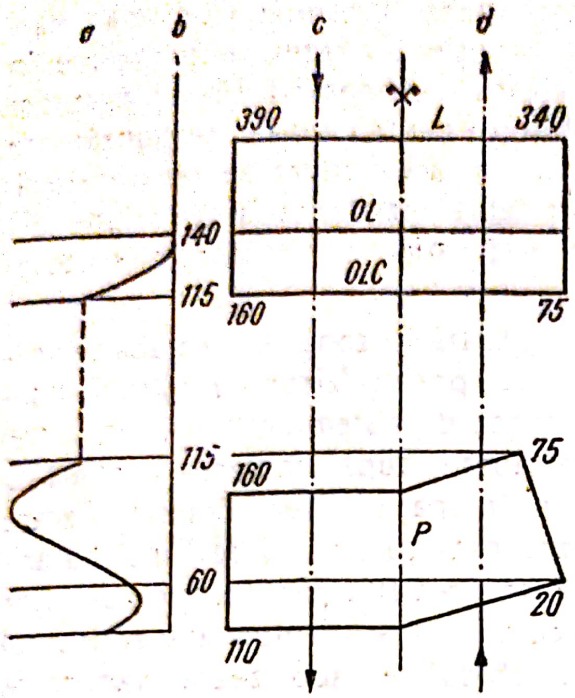


Fig. 1.13. Coroziunea în funcție de temperatura metalului și nivelele de temperatură ale agenților de lucru: *a* — viteza de coroziune ; *b* — temperatura metalului ; *c* — temperatura gazelor de ardere ; *d* — temperatura aerului ; *L* — preîncălzitor de aer tip Ljungström ; OL — oțel obișnuit ; OLC — oțel Corten ; *P* — preîncălzitor de aer cu tuburi independente sistem Perkins.

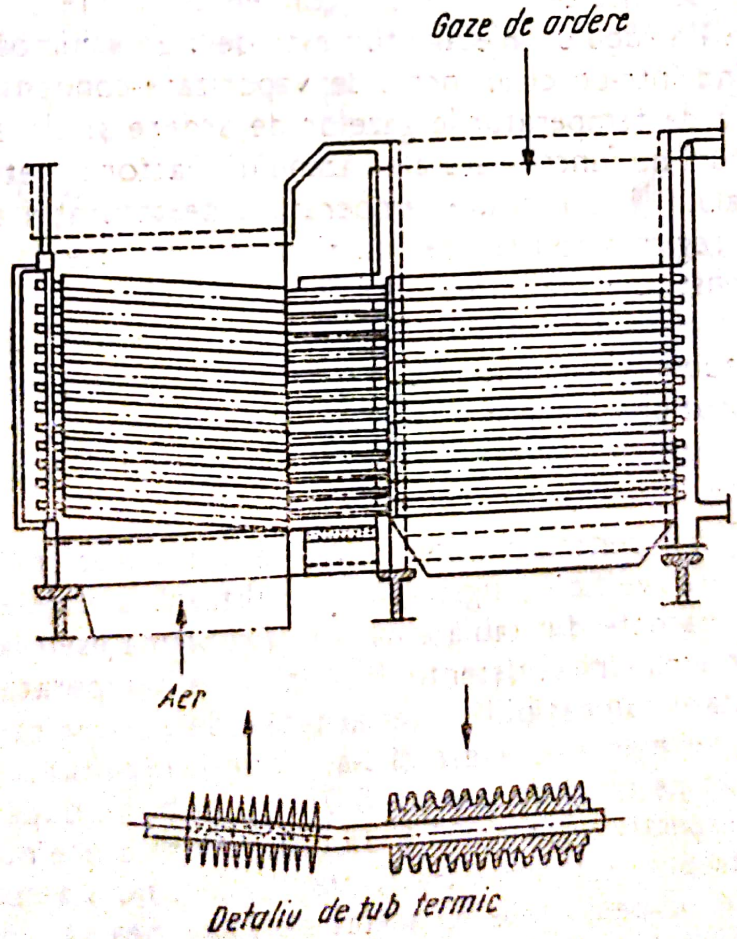


Fig. 1.14. Preîncălzitor de aer cu tuburi independente sistem Perkins.

Scanned with OKEN Scanner

creșterea temperaturii metalului, fiind practic zero la temperaturi mai mari de 125°C. Ținînd seamă de alura curbei de variație a vitezei de coroziune în funcție de temperatura metalului, preîncălzitorul regenerativ tip Ljungström a fost realizat din pachete de tablă din oțel obișnuit pentru zona corespunzătoare temperaturilor metalului mai mari de 140°C. Sub acest nivel de temperatură, pentru confecționarea pachetelor, s-a folosit tablă rezistentă la coroziune din oțel Corten, deoarece la regimuri tranzitorii (porniri, opriri, sarcini scăzute) pot apărea coroziuni importante.

Treapta inițială de preîncălzire a aerului, situată în zona în care apar coroziuni accelerate, a fost realizată sub forma unui preîncălzitor cu tuburi independente (similar cu cel cunoscut sub denumirea de *sistem Perkins*). Un astfel de tub (fig. 1.14) este închis etanș la ambele capete, după umplerea parțială cu un lichid volatil și realizarea vidului industrial în spațiul liber. Practic, fiecare tub este compus dintr-o parte orizontală manșonată cu un tub de fontă cu aripioare și amplasată în drumul gazelor de ardere ; cealaltă parte a tubului, ușor înclinată, este manșonată cu un tub de oțel cu aripioare și amplasată în drumul aerului. Preluînd căldura gazelor de ardere, lichidul se vaporizează, vaporii se ridică în spațiul liber din zona înclinată, unde se condensează cedînd căldura aerului, care astfel se încălzește. Lichidul condensat revine prin curgere liberă în partea orizontală a tubului. Fiecare tub este deci un schimbător autonom de căldură, funcționînd într-un ciclu închis de vaporizare-condensare, cu presiune variabilă în funcție de temperaturile gazelor de ardere și ale aerului exterior, la diversele regimuri de funcționare ale cazanului. Factorul determinant pentru temperatura metalului îl constituie temperatura de saturație a vaporilor lichidului din tub, la regim stabilizat de funcționare. Un interes deosebit pentru cazul de față îl constituie realizarea unei temperaturi medii a metalului în jur de 60°C, situate în afara domeniului de coroziune accelerată de joasă temperatură. Soluția cu tuburi independente permite utilizarea fiecărui tub pînă la distrugere prin coroziune, deoarece la deteriorarea unuia sau mai multor tuburi nu este necesară oprirea instalației, înlocuirile putînd fi efectuate cu ocazia opririlor planificate.

În U.R.S.S. [1.9], pentru reducerea vitezei de coroziune a preîncălzitoarelor de aer regenerative tip Ljungström, se utilizează la etajele inițiale de preîncălzire a aerului pachete din tablă emailată. Problema esențială este în acest caz alegerea unor emailuri rezistente la acizi și la temperatură, care să aibă coeficienți de dilatare compatibili cu cei ai tablei de oțel pe care se aplică emailul. După date experimentale, reiese că s-au obținut rezultate bune folosindu-se emailul A-32 aplicat pe tablă de oțel cu 0,072 % carbon ; după $5 \cdot 10^5$ cicluri de încălzire-răcire, respectiv după 4 000 h de funcționare a preîncălzitorului regenerativ cu pachete din tablă emailată la etajul rece, nu s-a constatat fisurarea stratului de email. Experiențele au arătat de asemenea că, în cazul incompatibilității coeficienților de dilatare email-tablă, sau în cazul nerespectării stricte a tehnologiilor de emailare și de asamblare îngrijită a tablelor emailate în pa-

Scanned with OKEN Scanner

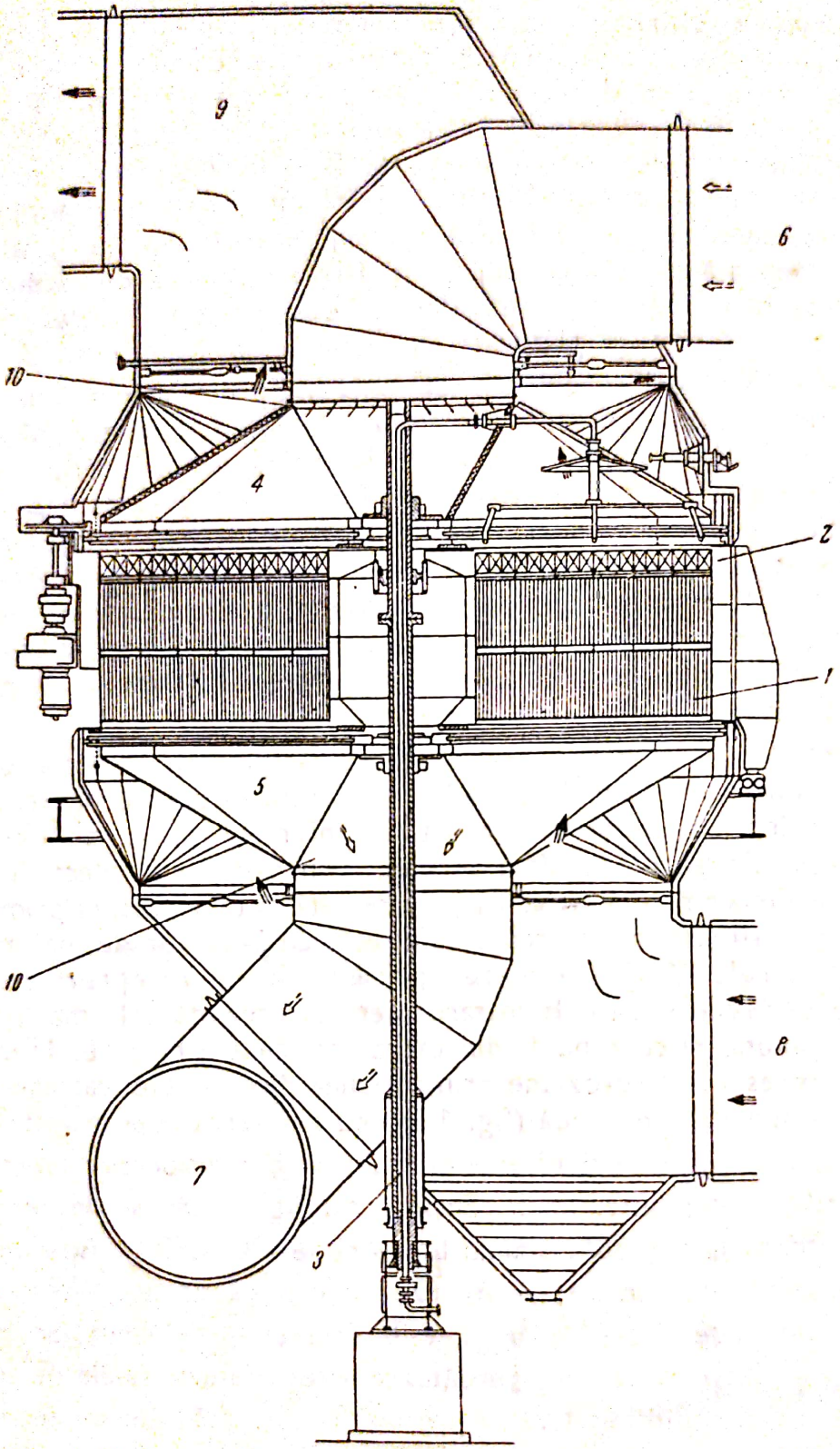


Fig. 1.15. Preîncălzitor de aer, regenerativ, sistem Rothemühle:
1 — pachete de tablă ; *2* — canale din ceramică glazurată ; *3* — ax ; *4* — con de aer rece ; *5* — con de aer cald ; *6* — intrare aer rece ; *7* — ieşire aer cald ; *8* — intrare gaze de ardere ; *9* — ieşire gaze de ardere ; *10* — garnitură de etanşare.

Scanned with OKEN Scanner

chete, fisurarea stratului de email conduce la coroziune rapidă. Firma Rothemühle [1.4] de exemplu a renunțat la folosirea tablei emailate pentru confecționarea părții reci a preîncălzitoarelor de aer și a adoptat sistemul de plăci ceramice (fig. 1.15), fundamentînd această soluție prin imposibilitatea asigurării unor coeficienți egali de dilatare pentru tablă și email în zona temperaturilor de lucru. La cazanele mari funcționînd pe cărbune, există tendința de utilizare a preîncălzitoarelor regenerative de aer sistem Rothemühle, cu canale rotative de intrare-ieșire a aerului și cu suprafețe fixe de schimb de căldură. Partea caldă a acestora este confecționată din pachete de tablă de oțel, iar partea rece din plăci ceramice glazurate, rezistente la coroziune și eroziune.

În vederea reducerii coroziunii, este necesară preîncălzirea aerului înaintea intrării în preîncălzitorul de aer. La cazanele funcționînd pe păcură sulfuroasă, se folosesc de regulă calorifere cu abur. În ultima vreme, pentru eliminarea consumului de abur în regim normal de funcționare și pentru o răcire mai bună a gazelor de ardere se folosesc fie preîncălzitoare de aer cu tuburi termice (sistem Perkins), fie preîncălzitoare de aer cu tuburi de sticlă. Astfel, la cazanul blocului de 600 MW de la Cordemais din Franța, gazele de ardere după preîncălzitorul de aer sistem Rothemühle intră într-un preîncălzitor inițial de aer cu tuburi de sticlă, al cărui sistem constructiv a fost experimentat în prealabil la centralele Nantes—Cheviré și Dunkerque.

Experiența de exploatare a cazanelor pe cărbune și în special pe cărbuni inferiori cu conținut ridicat de cenușă și sulf arată că pentru prevenirea atît a coroziunii preîncălzitoarelor de aer, cît și a înfundării acestora cu cenușă este necesară preîncălzirea prealabilă a aerului. Din măsurările efectuate la preîncălzitoarele de aer recuperative cu țevi, rezultă că temperatura primelor două rînduri de țevi situate la intrarea aerului este cu 5—10 grade mai mare decît temperatura aerului [1.9]. Cu ocazia opririlor pentru întreținere și reparații, se constată că țevile situate la intrarea aerului prezintă cele mai pronunțate coroziuni și înfundări cu cenușă, din cauza condensării parțiale. Prezența SO_3 intensifică procesele de coroziune prin acțiunea directă favorizată de creșterea temperaturii punctului de rouă (fig. 1.16) cu creșterea concentrației de SO_3. Pentru evitarea unor coroziuni accelerate, prin dimensionarea cazanelor destinate să utilizeze combustibili cu conținut ridicat de sulf, se limitează răcirea gazelor de ardere la regimul nominal la valori de 170—180°C. Aceasta nu evită producerea unor coroziuni accelerate, la funcționarea cu sarcini parțiale sau la pornire. În astfel de situații, este posibilă corectarea deficiențelor inițiale de concepție prin dezvoltarea corespunzătoare a suprafețelor finale de schimb de căldură ale cazanelor. În fig. 1.17 se prezintă un preîncălzitor de aer cu tuburi independente cu apă, adaptat la un cazan pe șisturi bituminoase [1.10]. Preîncălzitorul, confecționat din țevi uzate de economizor $\varnothing 32 \times 3{,}5$ mm, dispuse cu pasul transversal $S_1/d = 2{,}5$ și longitudinal $S_2/d = 1{,}72$, are o suprafață

Scanned with OKEN Scanner

chete, fisurarea stratului de email conduce la coroziune rapidă. Firma Rothemühle [1.4] de exemplu a renunțat la folosirea tablei emailate pentru confecționarea părții reci a preîncălzitoarelor de aer și a adoptat sistemul de plăci ceramice (fig. 1.15), fundamentînd această soluție prin imposibilitatea asigurării unor coeficienți egali de dilatare pentru tablă și email în zona temperaturilor de lucru. La cazanele mari funcționînd pe cărbune, există tendința de utilizare a preîncălzitoarelor regenerative de aer sistem Rothemühle, cu canale rotative de intrare-ieșire a aerului și cu suprafețe fixe de schimb de căldură. Partea caldă a acestora este confecționată din pachete de tablă de oțel, iar partea rece din plăci ceramice glazurate, rezistente la coroziune și eroziune.

În vederea reducerii coroziunii, este necesară preîncălzirea aerului înaintea intrării în preîncălzitorul de aer. La cazanele funcționînd pe păcură sulfuroasă, se folosesc de regulă calorifere cu abur. În ultima vreme, pentru eliminarea consumului de abur în regim normal de funcționare și pentru o răcire mai bună a gazelor de ardere se folosesc fie preîncălzitoare de aer cu tuburi termice (sistem Perkins), fie preîncălzitoare de aer cu tuburi de sticlă. Astfel, la cazanul blocului de 600 MW de la Cordemais din Franța, gazele de ardere după preîncălzitorul de aer sistem Rothemühle intră într-un preîncălzitor inițial de aer cu tuburi de sticlă, al cărui sistem constructiv a fost experimentat în prealabil la centralele Nantes—Cheviré și Dunkerque.

Experiența de exploatare a cazanelor pe cărbune și în special pe cărbuni inferiori cu conținut ridicat de cenușă și sulf arată că pentru prevenirea atît a coroziunii preîncălzitoarelor de aer, cît și a înfundării acestora cu cenușă este necesară preîncălzirea prealabilă a aerului. Din măsurările efectuate la preîncălzitoarele de aer recuperative cu țevi, rezultă că temperatura primelor două rînduri de țevi situate la intrarea aerului este cu 5—10 grade mai mare decît temperatura aerului [1.9]. Cu ocazia opririlor pentru întreținere și reparații, se constată că țevile situate la intrarea aerului prezintă cele mai pronunțate coroziuni și înfundări cu cenușă, din cauza condensării parțiale. Prezența SO_3 intensifică procesele de coroziune prin acțiunea directă favorizată de creșterea temperaturii punctului de rouă (fig. 1.16) cu creșterea concentrației de SO_3. Pentru evitarea unor coroziuni accelerate, prin dimensionarea cazanelor destinate să utilizeze combustibili cu conținut ridicat de sulf, se limitează răcirea gazelor de ardere la regimul nominal la valori de 170—180°C. Aceasta nu evită producerea unor coroziuni accelerate, la funcționarea cu sarcini parțiale sau la pornire. În astfel de situații, este posibilă corectarea deficiențelor inițiale de concepție prin dezvoltarea corespunzătoare a suprafețelor finale de schimb de căldură ale cazanelor. În fig. 1.17 se prezintă un preîncălzitor de aer cu tuburi independente cu apă, adaptat la un cazan pe șisturi bituminoase [1.10]. Preîncălzitorul, confecționat din țevi uzate de economizor $\varnothing 32 \times 3{,}5$ mm, dispuse cu pasul transversal $S_1/d = 2{,}5$ și longitudinal $S_2/d = 1{,}72$, are o suprafață

Scanned with OKEN Scanner

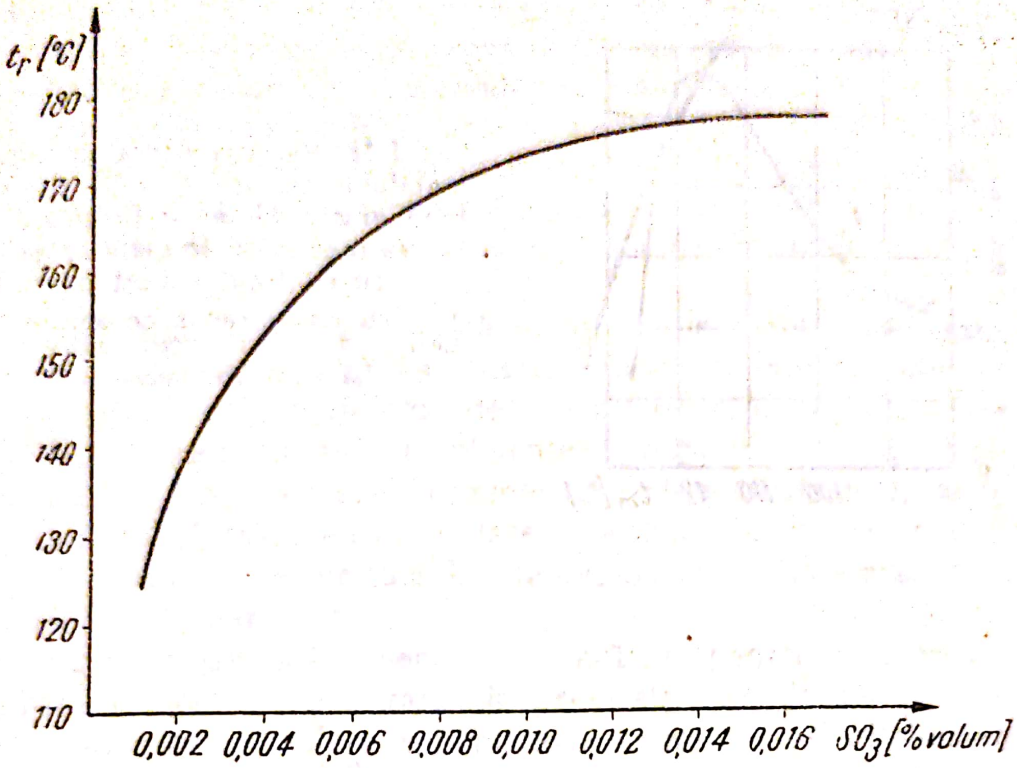


Fig. 1.16. Variația temperaturii punctului de rouă t_r în funcție de concentrația SO_3 în gazele de ardere.

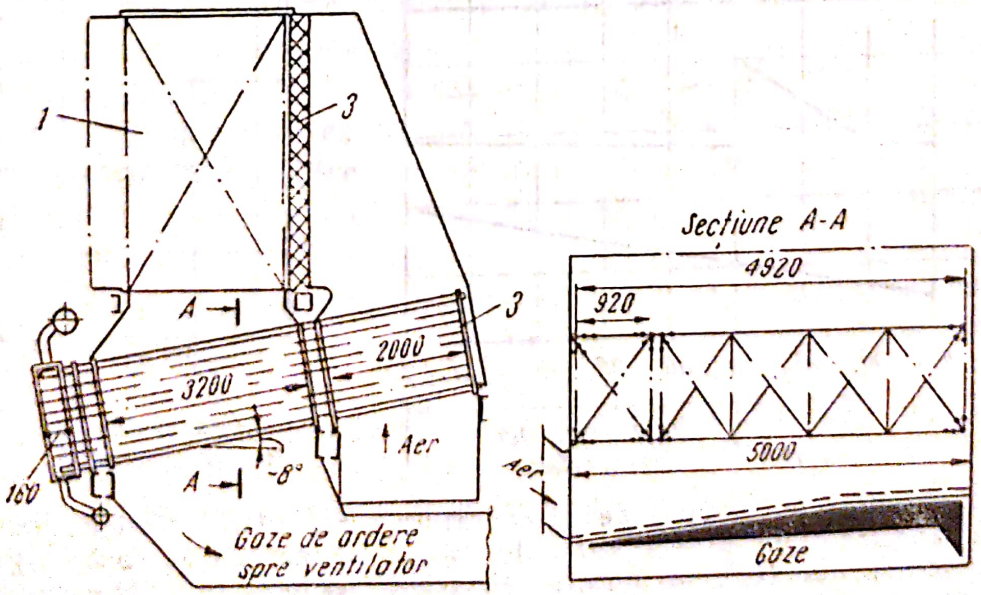


Fig. 1.17. Modul de amplasare și sistemul constructiv al unui preîncălzitor de aer cu tuburi independente cu apă :

1 — preîncălzitor de aer, de suprafață, din țevi de oțel ; 2 — calorifer cu abur ; 3 — preîncălzitor de aer cu tuburi independente.

Scanned with OKEN Scanner

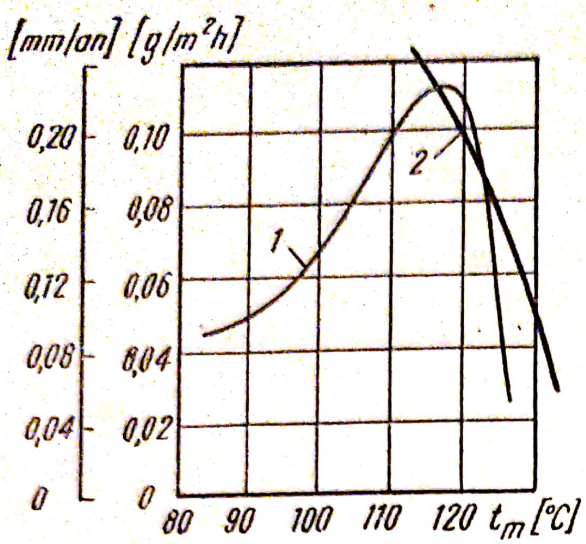


Fig. 1.18. Variația vitezei de coroziune a metalului cuburilor unui preîncălzitor regenerativ de aer în funcție de temperatura metalului, în cazul arderii păcurii cu conținut ridicat de sulf:

1 — cu exces redus de aer (α =1,02 ... 1,03); *2* — cu exces mare de aer; t_m — temperatura metalului.

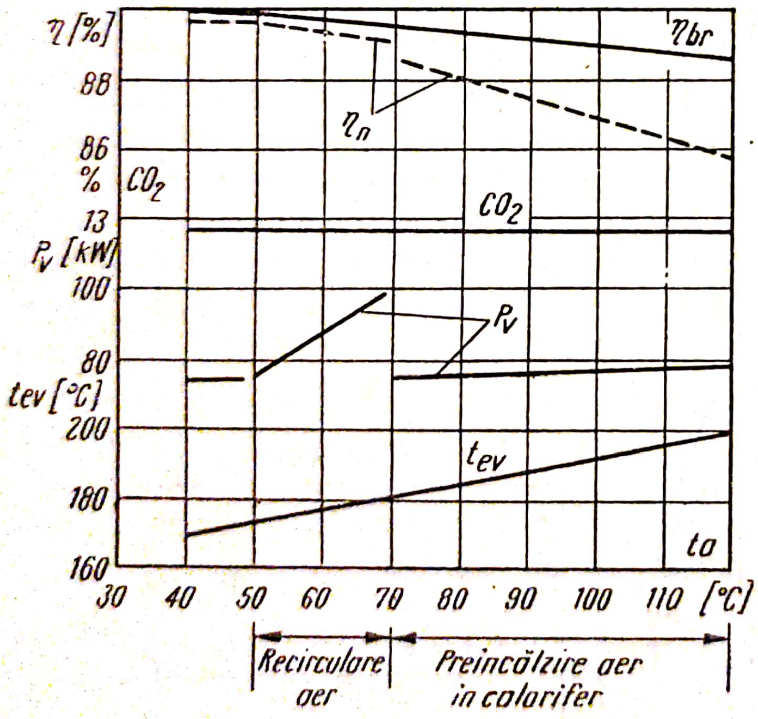


Fig. 1.19. Variația, în funcție de temperatura aerului, a randamentului brut al cazanului (η_{br}), a randamentului net (η_n), a puterii electrice necesare pentru acționarea ventilatorului (P_v) și a temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din cazan (t_{ev}) în cazul recirculării aerului preîncălzit și în cazul preîncălzirii aerului în calorifere cu abur.

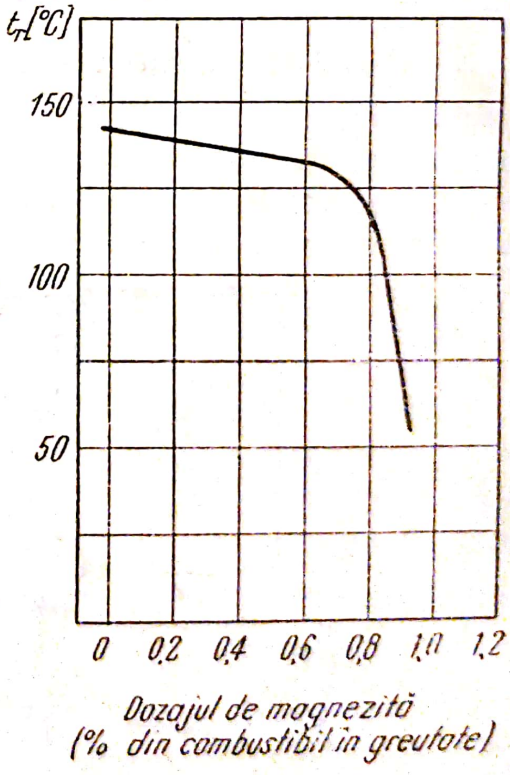


Fig. 1.20. Variația temperaturii punctului de rouă al gazelor de ardere, în funcție de dozajul de praf de magnezită, cu granulația de 0...43 μm, la un cazan funcționînd pe păcură, cu conținut ridicat de sulf.

Scanned with OKEN Scanner

totală de 1 069 m², din care 656 m² pe partea de gaze de ardere. Pentru preîncălzirea aerului la pornire, este prevăzută o cameră de încălzire cu abur a părții inferioare a tuburilor independente. Temperatura medie măsurată a metalului la tuburile independente este de ordinul 125—130°C, în afara domeniului de coroziune accelerată. S-a realizat o încălzire suplimentară a aerului cu 25—30 grd și o răcire suplimentară a gazelor de ardere cu 15—20 grd cu diminuarea vitezei de coroziune și a înfundărilor cu cenușă la preîncălzitoarele recuperative tubulare de aer.

La cazanele funcționînd pe păcură cu un conținut ridicat de sulf, pe baza unor cercetări minuțioase [1.9], s-a constatat că viteza de coroziune depinde de temperatura metalului suprafețelor de schimb de căldură (fig. 1.18). Conținutul de SO_3 în gazele de ardere influențează punctul de rouă ; cu creșterea procentuală a trioxidului de sulf în gazele de ardere crește temperatura punctului de rouă (fig. 1.16). Pentru evitarea coroziunii și diminuarea volumului de lucrări de reparații și a cheltuielilor de exploatare, se mai practică următoarele, la cazanele în exploatare :

— recircularea parțială a aerului preîncălzit, pentru creșterea nivelului de temperatură a aerului la intrarea în preîncălzitorul de aer ;

— instalarea de calorifere suplimentare, pentru preîncălzirea prealabilă a aerului cu abur ;

— introducerea de praf de magnezită calcinată sau de amoniac, pentru legarea oxizilor de sulf ;

— arderea cu exces minim posibil de aer, pentru evitarea oxidării SO_2 și SO_3.

Prin recircularea aerului preîncălzit și introducerea de calorifere de abur pentru preîncălzirea aerului, randamentul cazanului scade (fig. 1.19). În schimb, durata de funcționare între două reparații crește de la 1—1,5 luni la 3—3,5 luni. Coroziunile scad sensibil. Astfel, la cazanele tip TM-230-2 M de la CET nr. 3 din Ufa-U.R.S.S. prin creșterea preîncălzirii prealabile a aerului de la 70°C la 90—100°C, numărul de țevi care trebuie înfundate la preîncălzitoarele tubulare de aer din etajul rece, într-o perioadă de 9 000—11 000 h de funcționare, a scăzut de 3—10 ori.

Prin introducerea de praf de magnezită calcinată, temperatura punctului de rouă scade sensibil, după cum reiese din fig. 1.20. La introducerea amoniacului în gazele de ardere există pericolul formării bisulfatului de amoniu și formării de depuneri vîscoase aderente greu de îndepărtat, care înfundă suprafețele de schimb de căldură. Pentru evitarea acestor deficiențe este necesar ca :

— amoniacul să se introducă în zonele cu temperaturi ale gazelor de ardere sub 200°C ;

— să se asigure un amestec bun al amoniacului cu gazele de ardere ;

— presiunea parțială a amoniacului să fie suficient de mare și cu atît mai mare cu cît temperatura gazelor de ardere este mai mare, astfel încît să se evite formarea de bisulfat de amoniu.

Scanned with OKEN Scanner

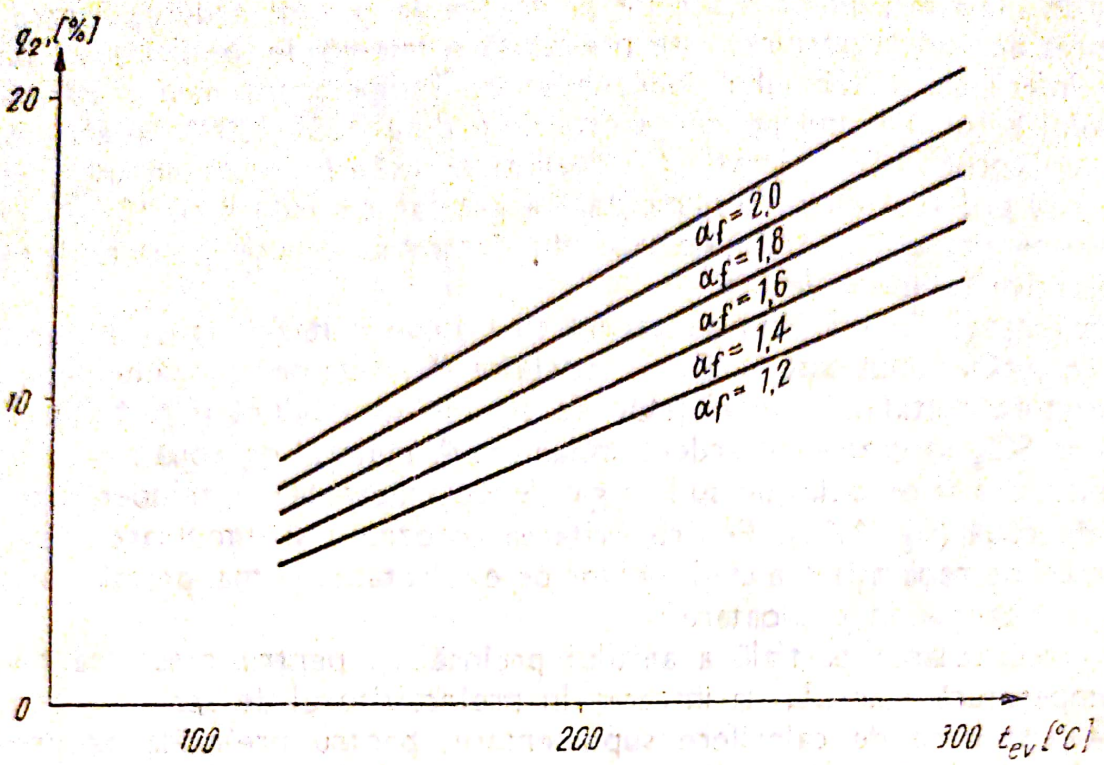


Fig. 1.21. Variația pierderilor de căldură q_2 cu gazele de ardere, în funcție de temperatura t_{ev} de evacuarea în atmosferă pentru diverse valori ale coeficientului Rival α_f de exces de aer (pentru combustibil gazos).

Temperatura de topire a amestecului de săruri de amoniu, în funcție de conținutul de bisulfat de amoniu, variază astfel:

Conținutul de bisulfat de amoniu în amestecul de săruri de amoniu, %	100	80	60	40	20
Temperatura de topire a amestecului de săruri de amoniu, °C	146,9	165	210	240	270

Pentru reducerea consumului de amoniac ce se introduce în zona de temperaturi a gazelor de ardere sub 200°C. La preîncălzitoarele de aer regenerative tip Ljungström, experiența folosirii amoniacului pentru legarea oxizilor de sulf este pînă în prezent foarte redusă.

Reducerea temperaturii gazelor de ardere la ieșirea din cazanele de abur constituie o cale majoră de mărire a randamentului, datorită ponderii importante pe care o au pierderile de căldură prin gazele de ardere. Valoarea relativă a acestor pierderi este indicată în fig. 1.21 [1.11].

Scanned with OKEN Scanner

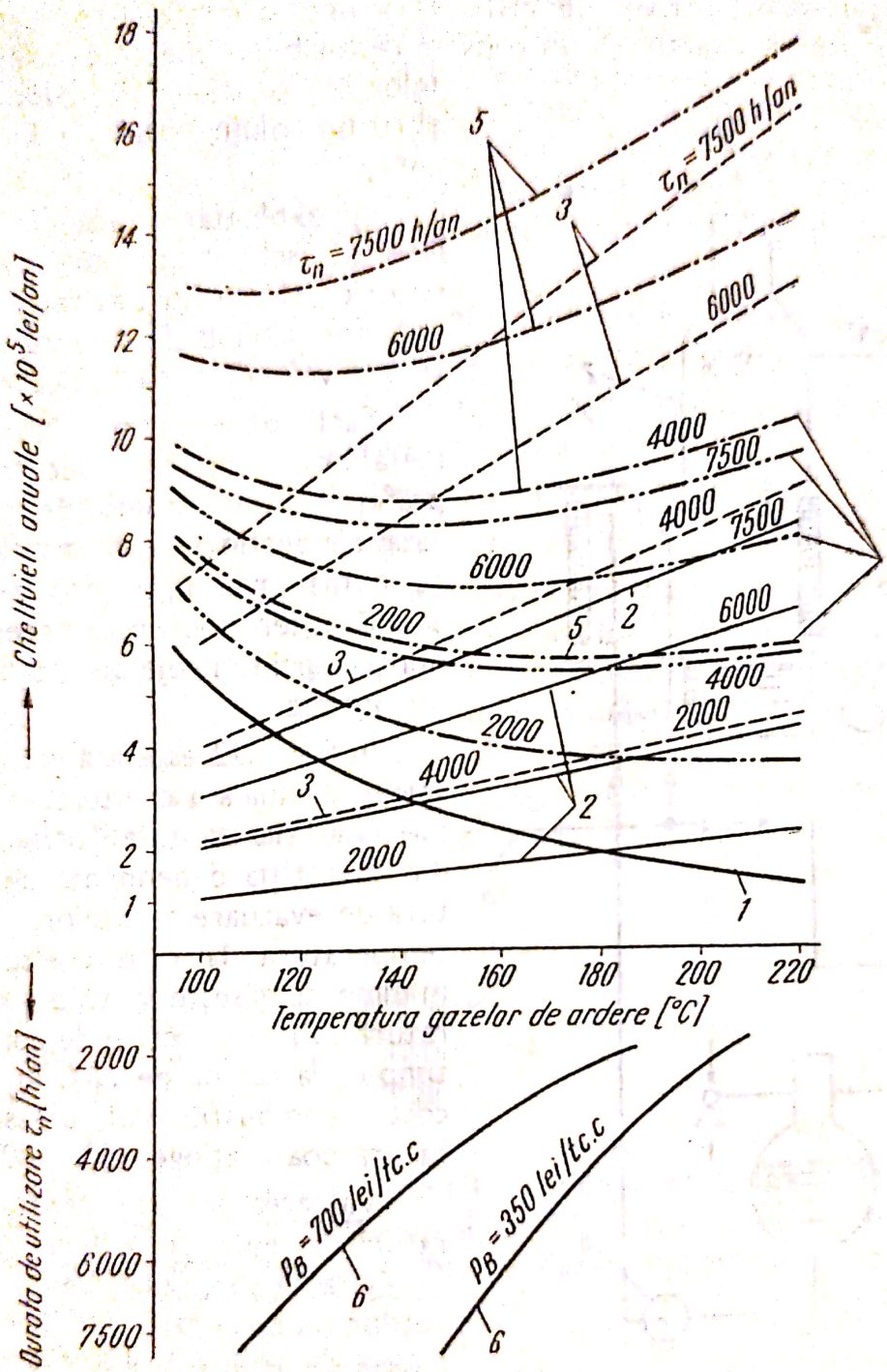


Fig. 1.22. Variația cheltuielilor de exploatare la un cazan industrial :

1 — cheltuieli fixe (legate de investiție) ; *2* — cheltuieli cu combustibilul, pentru prețul p_B=350 lei/t c.c. ; *3* — cheltuieli cu combustibilul pentru p_B=700 lei/t c.c. ; *4* — cheltuieli anuale totale de calcul pentru p_B=350 lei/t c.c. ; *5* — cheltuieli anuale totale de calcul pentru p_B=700 lei/t c.c. ; *6* — temperatura optimă a gazelor de ardere.

Scanned with OKEN Scanner

Reducerea temperaturii gazelor de ardere se realizează prin :

— măsuri constructive, de instalare a unor suprafețe recuperatoare de căldură la ieșirea din cazan, cu un consum rezonabil de metal, ca urmare a efectelor de coroziune și eroziune, precum și cu un volum redus de lucrări de reparații ;

— exploatarea cazanului cu suprafețe de schimb de căldură curate la exterior și interior, astfel încît coeficientul de schimb de căldură să se mențină la valori cît mai ridicate.

Factorul economic limitează masa metalică a cazanului și deci mărimea suprafețelor de schimb de căldură. La cazanele destinate unor instalații de vîrf, cu număr redus de ore de utilizare anuală a debitului, este necesară determinarea prin calcule de detaliu a valorilor optime.

În fig. 1.22 este arătată comparativ valoarea anuală a cheltuielilor cu combustibilul și a cheltuielilor fixe ce decurg din investiția dependentă de temperatura de evacuare a gazelor. Rezultă că temperatura la care cheltuielile sînt minime se găsește la valori de temperatură sub cele dictate de coroziune, în timp ce la cazane de vîrf, în funcție de costul combustibilului, această temperatură poate atinge 150—180°C.

Valoarea cea mai scăzută a temperaturii gazelor de ardere este dictată de evitarea coroziunii. Temperatura pereților metalici care vin în contact cu gazele de ardere trebuie să se mențină cu 30—40°C peste temperatura punctului de rouă acidă. La gazele de ardere rezultate din combustibili fără sulf, cum este gazul metan, această temperatură este de 40—50°C, corespunzătoare presiunii parțiale a vaporilor de apă din gaze.

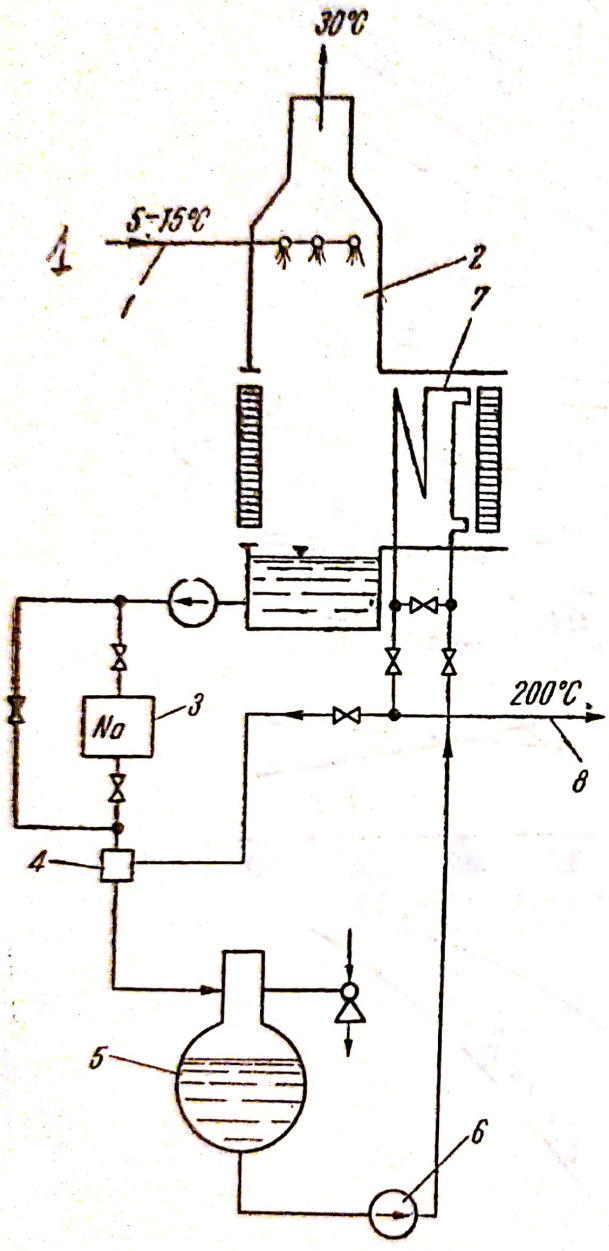


Fig. 1.23. Schema principală a unui cazan de apă fierbinte cu țevi de apă și schimb de căldură prin contact :

1 — intrarea apei în cazan ; *2* — camera de schimb de căldură prin contact ; *3* — filtre Na — cationice, cu cationit rezistent la temperatură ; *4* — cameră de amestec ; *5* — degazor sub vid ; *6* — pompă de rețea ; *7* — suprafața de schimb de căldură cu țevi de apă a cazanului ; *8* — ieșirea apei fierbinți.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru cazul în care se utilizează gaze naturale este posibilă folosirea cazanelor de tipul cu țevi de apă și schimb de căldură prin contact. În fig. 1.23 se prezintă schema de principiu a unui astfel de cazan [1.12], destinat să livreze apă fierbinte în circuit deschis, sau cu răcire adîncă a agentului termic, în cazul circuitului închis. Măsurările efectuate la o astfel de instalație au arătat că randamentul variază, pe întreg domeniul de sarcini, între 93—97%, fiind cu 18—21 % mai mare decît la cazanele obișnuite, cu schimb de căldură prin suprafață în partea finală.

Reducerea cantității de gaze de ardere evacuate în atmosferă și îmbunătățirea corespunzătoare a randamentului se realizează prin :

— organizarea arderii cu un exces de aer minim din punct de vedere tehnic, atît la sarcini parțiale, cît și la sarcina nominală ;

— etanșarea cazanelor prin căptușirea exterioară cu tablă ;

— realizarea de cazane cu membrane din țevi sudate ;

— trecerea la arderea sub presiune, astfel că față de tipurile obișnuite de cazane, la care se menține în focar și în restul cazanului o depresiune care permite pătrunderea de aer fals, dispare pătrunderea de aer din exterior, aflat la o presiune mai mică. Există cazane cu presiune redusă (150—300 mm H_2O), cu ventilatoarele de gaze de ardere, cu presiune medie (700—1 000 mm H_2O), la care nu mai sînt necesare ventilatoarele de gaze de ardere și cazane cu ardere sub presiune ridicată, la care energia gazelor de ardere este recuperată în turbine cu gaze.

1.2.3. Limitarea pierderilor de căldură datorite arderii chimice incomplete și arderii mecanice incomplete

Pierderile de căldură datorite arderii chimice și mecanice incomplete nu se determină prin calcul, ci se estimează pe baza măsurărilor și încercărilor efectuate pe diverse tipuri de cazane și focare. Factorii principali de care depind pierderile q_3 și q_4 sînt :

— natura combustibilului folosit ;

— tipul de focar ;

— sistemul de evacuare a zgurei și cenușii ;

— debitul nominal de abur al cazanului.

Avînd în vedere faptul că natura și caracteristicile combustibilului nu pot fi influențate, este necesară adaptarea maximă a instalațiilor de preparare a combustibilului, a instalațiilor de ardere și a focarului cazanului la caracteristicile fizice și chimice ale combustibilului, pe baza cunoașterii cît mai exacte a

Scanned with OKEN Scanner

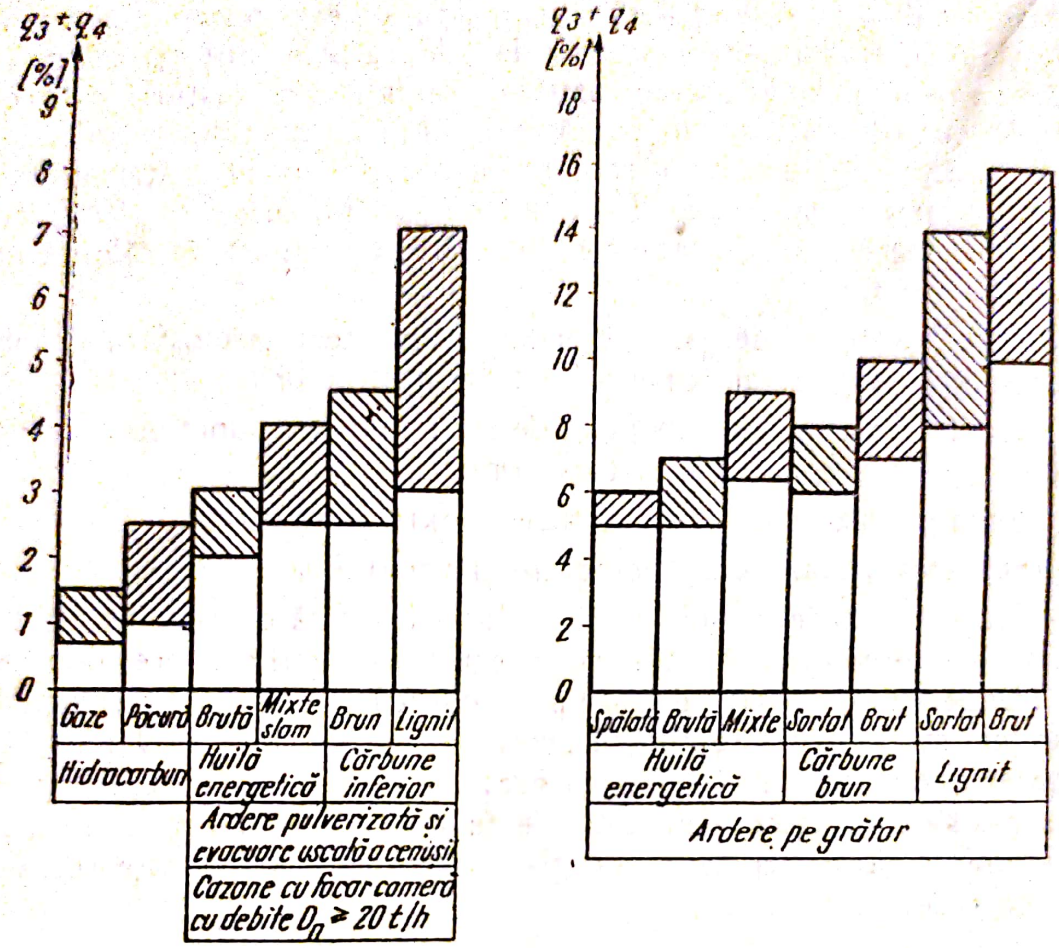


Fig. 1.24. Valoarea procentuală a pierderilor datorite arderii chimice și mecanice incomplete în funcție de natura combustibililor folosiți și tipul constructiv de focar.

acestora și a limitelor între care pot oscila. O situație deosebit de grea apare la cazane existente, dimensionate și realizate pentru anumite caracteristici ale cărbunelui, pentru care întîmplător sau sistematic se livrează cărbuni cu caracteristici diferite de cele avute în vedere la proiectare. În aceste situații au loc creșteri ale pierderilor cu arderea chimică și mecanică incompletă și zgurificări ale focarelor ; de asemenea, apare riscul producerii de răbufniri și explozii în focar. Pentru prevenirea stingerii flacării, urmată de regulă de răbufniri și explozii, este necesară introducerea de arzătoare pe păcură sau gaze, pentru stabilizarea arderii. La consumul cărbunilor cu conținut mărit de cenușă și umiditate, are loc scăderea debitului de abur însoțită de reduceri nerecuperabile de debit de abur și de putere disponibilă, precum și de înrăutățirea randamentului net al cazanelor.

În fig. 1.24 se prezintă mărimea procentuală a pierderilor prin ardere chimică și mecanică incompletă, în funcție de factorii principali care le condiționează. Valorile se referă la cazul în care cazanele funcționează pe combustibilii și în condițiile pentru care au fost dimensionate și realizate.

Scanned with OKEN Scanner

Reducerea pierderilor de căldură datorite arderii chimice incomplete q_3 și arderii mecanice incomplete q_4 în vederea îmbunătățirii randamentului cazanelor, se realizează prin

— Folosirea de arzătoare perfecționate, care să asigure o ardere completă a combustibilului utilizat.

— Adaptarea maximă a instalațiilor de preparare a combustibilului și a instalațiilor de ardere la calitatea combustibilului utilizat. În această direcție se menționează necesitatea stabilirii cît mai exacte a variației viscozității păcurii consumate în funcție de temperatură și preîncălzirea acesteia, astfel încît la intrarea în injector păcura să aibă parametrii optimi pentru pulverizare (presiune și viscozitate), în vederea asigurării arderii complete. La cazanele pentru cărbuni inferiori cu focare cu ardere pulverizată și evacuarea zgurii în stare solidă apare indicată folosirea grătarelor de post-ardere.

La cazanele pe combustibili inferiori bogați în cenușă, cu punct scăzut de topire a zgurei, apare indicată folosirea de antefocare ciclon, cu cameră de post-ardere și evacuarea zgurei în stare topită, urmînd ca în cazul unor cenuși cu punct de topire ridicat, să se folosească arderea în strat fluidizat sau pseudo-fluidizat ;

— Folosirea cu prioritate a cărbunilor de calitate inferioară în cazane cu debite mai mari de 50—75 t/h abur, a cărbunilor inferiori cu conținut redus de umiditate și cenușă și bogați în volatile în cazane cu debite medii (10—50 t/h abur) și a hidrocarburilor în cazane de debite mici și foarte mici (sub 10 t/h abur), la care numai în acest caz se pot realiza randamente ridicate.

1.2.4. Pierderile de căldură în mediul înconjurător

Pierderile de căldură în mediul înconjurător pot fi determinate prin calcule analitice și pe bază de măsurări. În practică se folosesc nomograme determinate prin calcule și măsurări la un număr mare de cazane reprezentative [1.11]. Factorul principal care condiționează valoarea pierderilor în mediul înconjurător îl constituie suprafața exterioară a cazanului. În consecință, ponderea pierderilor scade cu creșterea debitului nominal de abur (fig. 1.26). Valorile fiind raportate la sarcina nominală a cazanului, rezultă că ponderea acestor pierderi crește în cazul funcționării la sarcini parțiale. Pentru sarcini situate în intervalul 75%—100% din sarcina nominală, pierderile în mediul înconjurător se consideră practic constante. La sarcini sub 75%, pierderile în mediul înconjurător se recalculează cu formula

$$q_5 = q_5^{nom} \frac{D_{nom}}{D} [\%], \tag{1.13}$$

Scanned with OKEN Scanner

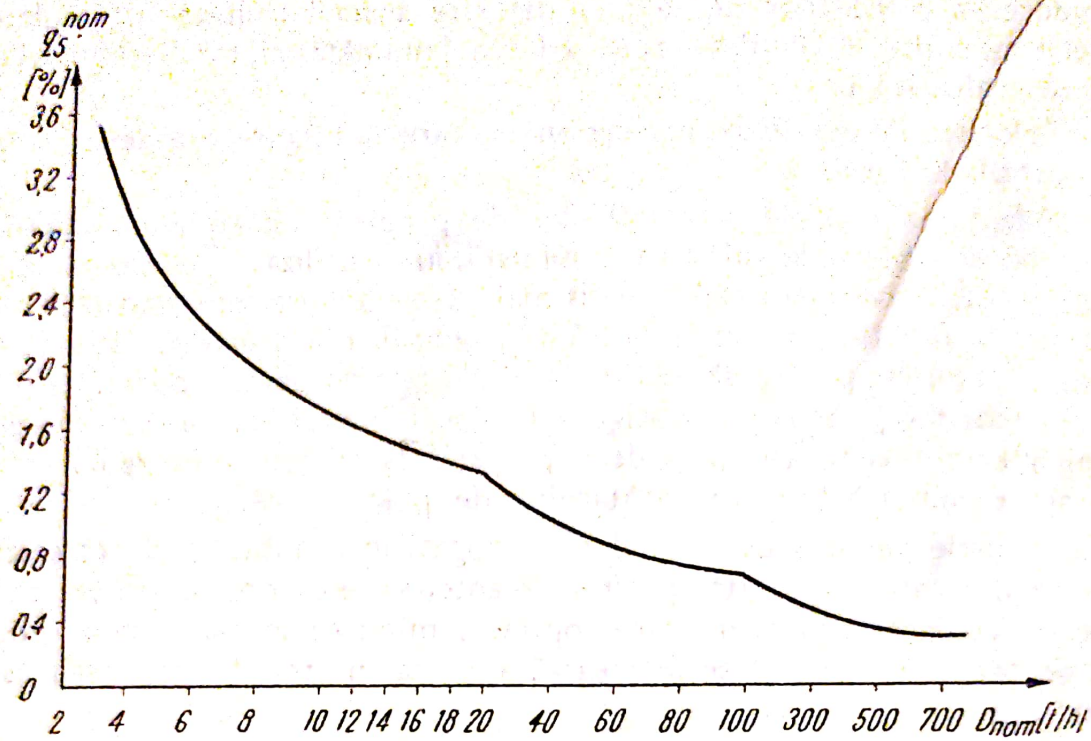


Fig. 1.25. Pierderile de căldură q_5^{nom} în mediul înconjurător, corespunzătoare funcționării cazanului la debitul nominal.

în care : q_5^{nom} sînt pierderile în mediul înconjurător, corespunzătoare funcționării cazanului la debitul nominal D_{nom} și determinate din fig. 1.25 ;

q_5 — pierderile în mediul înconjurător, la sarcina parțială D, cînd $D \leqslant 0{,}75\ D_{nom}$.

Reducerea pierderilor de căldură în mediul înconjurător la cazanele de abur se realizează prin execuția îngrijită a izolației termice a suprafețelor exterioare ale cazanelor și întreținerea ei în bună stare.

1.2.5. Pierderile cu căldura fizică a zgurei și pentru răcirea unor elemente de susținere a cazanului

Pierderile cu căldura fizică a zgurei se calculează după formula [1.11] :

$$q_6^z = \frac{Q_{6\,z}}{Q_i^i} = \frac{a_z (ct)_z A^i}{Q_i^i} [\%], \qquad (1.14)$$

în care : a_z este cantitatea de zgură căzută în pîlnia rece ($a_z = 1 - a_g$) la focarele cu ardere pulverizată a cărbunelui, respectiv

Scanned with OKEN Scanner

cantitatea rămasă pe grătar și căzută printre bare la focarele cu ardere pe grătar ;

$(it)_z$ — conținutul de căldură al zgurei fierbinți, în kJ/kg (pentru cazurile frecvent întîlnite de evacuare a zgurii în stare solidă, temperatura acesteia este de circa 600°C, iar la evacuarea în stare topită a zgurei se ia temperatura de curgere (t_s), plus 100 grd).

Valoarea pierderilor cu căldura fizică a zgurei depinde în principal de natura combustibilului folosit. Astfel, la cazanele cu focare cu ardere pulverizată a cărbunilor [superiori, cu conținut scăzut de cenușă, la care $A^i \leqslant \frac{Q_i^i}{100}$ %, aceste pierderi devin neglijabile și nu se iau în considerare la calculul termic al cazanului. Pentru combustibilii inferiori, cu conținut ridicat de cenușă, aceste pierderi influențează sensibil randamentul cazanului.

Pierderile de căldură legate de necesitatea răcirii unor elemente de susținere a cazanului q_{6r} intervin la unele cazane mici, de tipuri mai vechi și se determină cu formula empirică :

$$q_{6r} \approx \frac{25 \cdot 10^3 H_r}{Q_{c.u.}} \cdot 100 \ [\%], \tag{1.15}$$

în care : H_r este suprafața încălzită a grinzilor sau panourilor de susținere, în m² ;

$Q_{c.u.}$ — cantitatea totală de căldură utilă cedată în cazan, în kJ/h.

Diminuarea pierderilor legate de răcirea unor elemente de susținere ale cazanului este posibilă prin includerea acestor elemente în circuitul de apă al cazanului sau în circuitul de preîncălzire a aerului necesar arderii. La cazanele moderne aceste pierderi sînt practic nule, datorită amplasării raționale a elementelor de susținere.

1.3. Funcționarea turbinelor cu abur

1.3.1. Variația consumului specific cu încărcarea. Bilanțuri

Una din principalele cauze care influențează consumul specific de căldură al grupului în exploatare este regimul de încărcare. În cazul funcționării grupului la sarcini diferite de sarcina nominală, consumul specific total net se modifică, datorită unui ansamblu de factori de influență :

— modificarea randamentului cazanului, cu tendințe de scădere la sarcini parțiale ;

Scanned with OKEN Scanner

— variația pierderilor prin laminare, datorită sistemului de reglaj al turbinei ;

— modificarea randamentului intern al turbinei ;

— modificarea temperaturii inițiale și a temperaturii de supraîncălzire intermediară, în sensul coborîrii lor la reduceri de sarcină ;

— micșorarea presiunii de condensare și a pierderilor reziduale la ieșirea din corpul de joasă presiune al turbinei, la sarcini parțiale ;

— variația pierderilor de presiune pe conductele de abur viu și pe traseul supraîncălzirii intermediare ;

— modificarea randamentului mecanic al grupului și al randamentului generatorului ;

— creșterea ponderii consumului de abur pentru etanșarea labirinților și pentru ejectoare ;

— modificarea consumului serviciilor interne.

Sistemul de reglaj al grupului are un rol hotărîtor în definirea variației consumului specific cu sarcina. Sistemul uzual de funcționare a unităților din centralele termoelectrice convenționale este cu presiune constantă a aburului la ieșire din cazanul de abur și cu reglajul debitului de abur prin mai multe sectoare de ajutaje, cu ajutorul unor ventile de reglaj.

În asemenea situații, caracteristica de consum de căldură $Q = f(y)$ a turbinei poate fi [1.13] :

— o linie dreaptă, cu panta α și ordonata la origină Q_0, ceea ce corespunde consumului specific optim la sarcina maximă ($P_{opt} = P_{max}$) ;

— o linie frîntă formată din două drepte, cu pantele α și β ($\beta > \alpha$), ceea ce corespunde unui consum specific optim la o sarcină mai mică decît sarcina maximă.

În fig. 1.26 sînt arătate comparativ cele două caracteristici de consum și consumul specific corespunzător care este de forma :

$$a)\ q = \frac{1}{P}(Q_0 + \alpha P) = \frac{Q_0}{P} + \alpha \ [\text{kJ/kJ}], \tag{1.16}$$

$$b)\ q = \frac{1}{P}[Q_0 + \alpha P_{opt} + \beta(P - P_{opt})] \ [\text{kJ/kJ}], \tag{1.17}$$

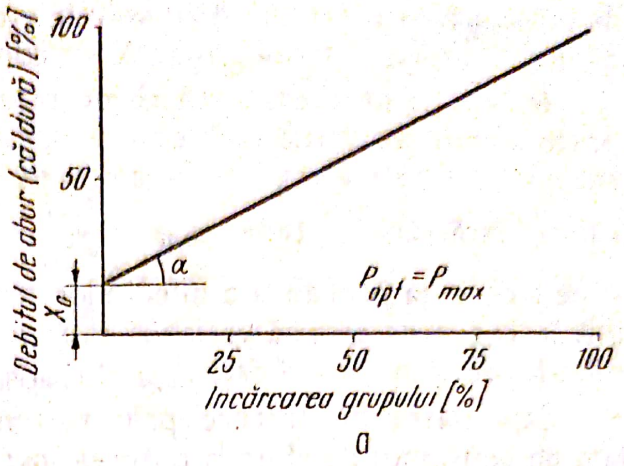
cu condiția ca P să fie mai mare ca P_{opt},

$$q = \frac{Q_0 + (\alpha - \beta)P_{opt}}{P} + \beta \ [\text{kJ/kJ}]. \tag{1.18}$$

În realitate, ventilele de reglaj se deschid succesiv și produc laminarea unui debit parțial de abur. Consumul specific efectiv se abate de la valoarea aproximată prin caracteristicile liniare de consum, după cum se poate urmări în fig. 1.27.

Din cele de mai sus se deduce că pentru a avea în exploatare o economie de combustibil maximă sînt de preferat anumite valori de putere ale grupului.

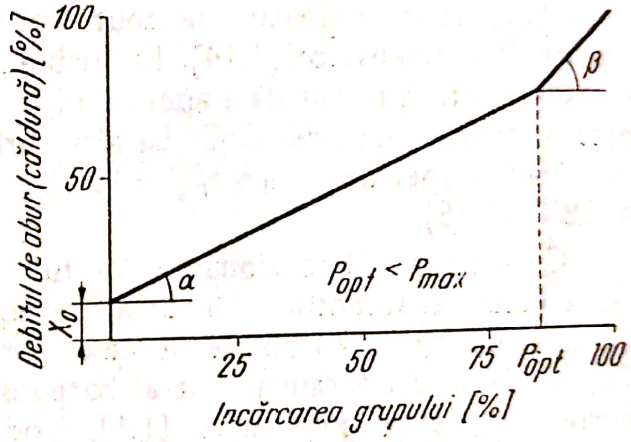
Scanned with OKEN Scanner



a

Fig. 1.26. Caracteristicile energetice de calcul ale unei turbine cu abur :

a — sarcina optimă egală cu sarcina maximă ; *b* — sarcina optimă mai mică decît cea maximă.



b

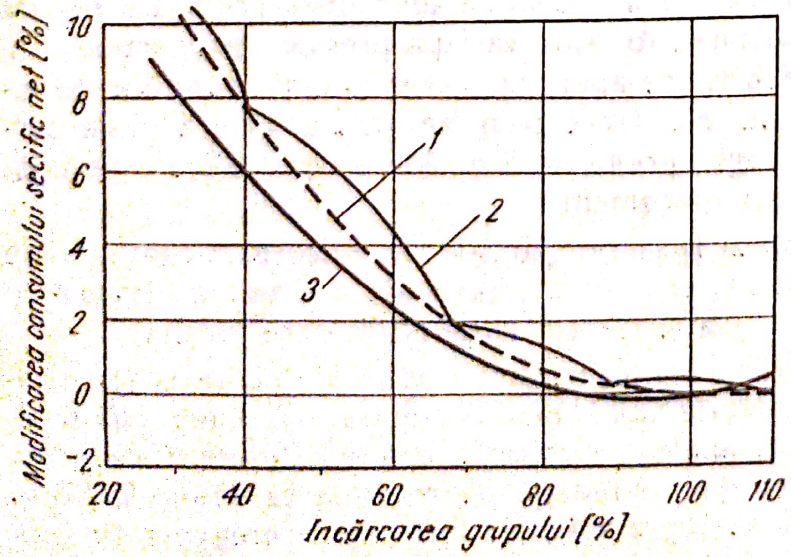


Fig. 1.27. Consumul specific al unui grup în funcție de încărcare :

1 — consumul de calcul, bazat pe caracteristica energetică liniară și presiunea constantă la cazan ; 2 — consum real, la reglajul cu presiune constantă la cazan ; 3 — funcționare cu presiune alunecătoare, cu ventilele de reglaj permanent deschise.

la care turbina funcționînd cu ventilele de reglaj active la sarcina respectivă în poziție complet deschisă, asigură un consum specific mai redus.

În funcție de aceste paliere de putere, respectiv de debitele de abur, se poate stabili repartiția momentană optimă a sarcinei între mai multe grupuri ale unei centrale electrice. La alegerea inițială a caracteristicii unui grup, mărimea încărcării optime $y_{opt} = \frac{P_{opt}}{P_{max}}$ depinde de regimul rezervat grupului și de frecvența probabilă a diferitelor sarcini. Grupurile cu funcționarea probabilă în regim de sarcină variabilă și de vîrf vor fi avantajoase sub aspectul consumului de combustibil dacă $P_{opt} < P_{max}$.

Capacitatea de trecere prin turbine este în general supradimensionată față de consumul de abur la puterea instalată și la temperatura nominală a apei de răcire. Această măsură este practicată pentru a asigura menținerea puterii și la consumuri mai mari de abur, corespunzător de exemplu unor presiuni mărite în condensator [1.14]. La turbinele de fabricație U.R.S.S., independent de temperatura nominală a apei de răcire, temperatura $t_{r.1}$ pînă la care puterea este asigurată, este de 33°C. La alte turbine de mare putere, cu temperatura nominală a apei de răcire $t_{r.1} = 15$°C, puterea este asigurată în general pînă la 28°C [1.15].

Cu cît supradimensionarea debitului de trecere prin corpul de înaltă presiune este mai accentuată, turbina funcționează la plină sarcină și la temperaturi ale apei de răcire apropiate de cele nominale, cu un ventil de admisie parțial închis, deci cu un randament al corpului de înaltă presiune mai redus. După curbele statistice din S.U.A. [1.1], modificarea de consum specific în funcție de supradimensionarea debitului turbinei este arătată în fig. 1.28.

Așadar cerința de a alege turbine cu o asigurare mare împotriva indisponibilităților de putere vara este însoțită de o creștere a consumului de combustibil, în medie pe întreg anul.

La turbinele funcționînd bloc cu un cazan de abur apare posibilă o reglare în comun a cazanului și a turbinei, folosind variația presiunii proporțional cu sarcina [1.16], respectiv cu debitul de abur. În aceste condiții, ventilele de reglaj rămîn permanent deschise, pierderile prin laminare și prin admisia parțială se reduc iar treapta de reglaj prelucrează o cădere de entalpie constantă, avînd la toate sarcinile același randament.

Totodată, limitînd presiunea la sarcini parțiale, se micșorează consumul de energie al pompei de alimentare, economie importantă mai ales la cazanele cu presiune peste 130 bar, cu circulație forțată unică (străbatere forțată).

Temperatura de supraîncălzire intermediară a aburului viu se poate menține la cazanele de circulație forțată unică, modificîndu-se însă punctul de separație cu variația presiunii. La cazanele cu circulație forțată și la cele cu circulație naturală, temperatura scade puțin în funcție de modificarea bilanțului între căldura de vaporizare și cea de supraîncălzire. Prin menținerea practic con-

Scanned with OKEN Scanner

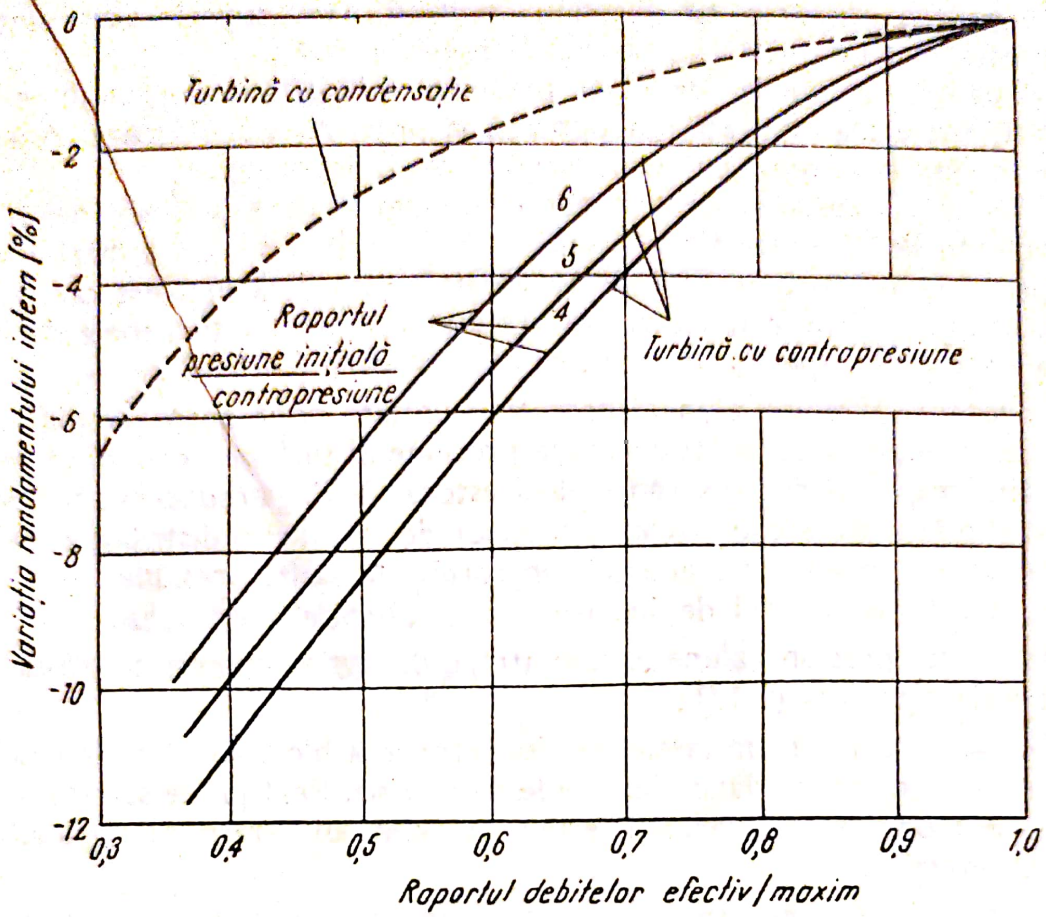


Fig. 1.28. Modificarea randamentului intern în funcție de supradimensionarea debitului turbinei.

stantă a căderii de căldură prelucrată în corpul de înaltă presiune al turbinei, temperatura aburului la ieșire din aceasta este și ea practic constantă și deci temperatura aburului supraîncălzit intermediar se menține la valori apropiate de valoarea nominală pe un domeniu de variație mult mai mare al sarcinii. Aceasta contribuie la îmbunătățirea randamentului la sarcini parțiale.

Pentru ca să se obțină același efect la funcționarea grupului cu presiune constantă sînt necesare investiții suplimentare pentru supradimensionarea supraîncălzitorului și pentru instalația de reglare a temperaturii.

În cazul funcționării cu presiuni alunecătoare, randamentul intern al corpului de joasă presiune se menține aproape neschimbat la reducerea puterii. Randamentul ultimei trepte se îmbunătățește, deoarece se menține temperatura de intrare în corpul de medie presiune, pentru presiuni din ce în ce mai mici iar umiditatea finală a aburului scade.

Comparînd efectele celor două moduri de funcționare, se ajunge la următoarele concluzii [1.16]:

Scanned with OKEN Scanner

— pentru grupurile cu parametri mijlocii, fără supraîncălzire intermediară, este mai rațională exploatarea la presiune fixă ;

— pentru grupurile mari, cu presiune ridicată și supraîncălzire intermediară, apare mai indicată funcționarea la presiune alunecătoare. Avantajele acesteia cresc la grupuri cu regim variabil de funcționare.

Principalul avantaj al acestor grupuri este menținerea aproape neschimbată a temperaturilor ridicate ale aburului și deci posibilitatea de a mări viteza de variație a sarcinii turbinei. Limitarea acesteia este dată în acest caz numai la cazan. În fig. 1.27 de mai sus au fost trasate comparativ și curbele de modificare a consumului specific la presiune alunecătoare (curba *3*).

Adoptarea presiunii alunecătoare la o unitate nouă poate simplifica realizarea constructivă a corpului de înaltă presiune al turbinei, eliminînd ventilele de reglaj, treapta de reglaj și camerele acestora. Pe lîngă reducerea de investiție are loc și o limitare a concentrației maselor de metal și o distribuție mai simetrică în partea de intrare a aburului în corpul de înaltă presiune, ceea ce contribuie la mărirea vitezei de încălzire și de pornire a grupului.

Adoptarea presiunii alunecătoare atrage după sine o serie de măsuri suplimentare de siguranță (1.17] :

— măsuri pentru limitarea inerției termice a blocului, dat fiind că acesta urmărește cu întîrziere variațiile rapide de sarcină. Reglajul de sarcină se realizează prin modificarea încărcării termice a cazanului și răspunsul grupului este legat de inerția termică a cazanului :

— măsuri de asigurare a funcționării rapide a ventilelor de reglaj, dacă construcția grupului este totuși de tip convențional, cu ventile de reglaj. Aceste ventile fiind menținute complet deschise în funcționarea normală, la aruncări de sarcină s-ar putea produce întîrzieri de natură a provoca declanșarea sistemului de siguranță la supraturație și deci oprirea ireversibilă a grupului. Pentru mărirea vitezei de răspuns a ventilelor de reglaj este indicat să se folosească un impuls special de la întreruptorul generatorului ;

— modificarea presiunii de intrare în funcțiune a ventilelor de siguranță proporțional cu sarcina. Dacă ventilele de siguranță s-ar deschide numai la depășirea presiunii nominale, la aruncări de sarcină și la incidente de exploatare petrecute la sarcini parțiale, ar putea să treacă un interval de timp între momentul declanșării și momentul în care presiunea cazanului a atins valoarea de deschidere a supapelor. În acest interval de timp, aburul stagnează în supraîncălzitoarele principale și intermediare și poate primejdui siguranța metalului, datorită apariției de supratemperaturi ;

— măsurarea debitelor de abur se complică, fiind necesară o corecție de presiune la debitmetre.

Funcționarea cu presiune alunecătoare a fost introdusă larg în R.F.G., unde încă în 1968 erau în funcțiune 25 unități cu puteri pînă la 400 MW [1.18], iar în continuare au intrat în exploatare și grupuri de 600 MW. În S.U.A. sînt în

Scanned with OKEN Scanner

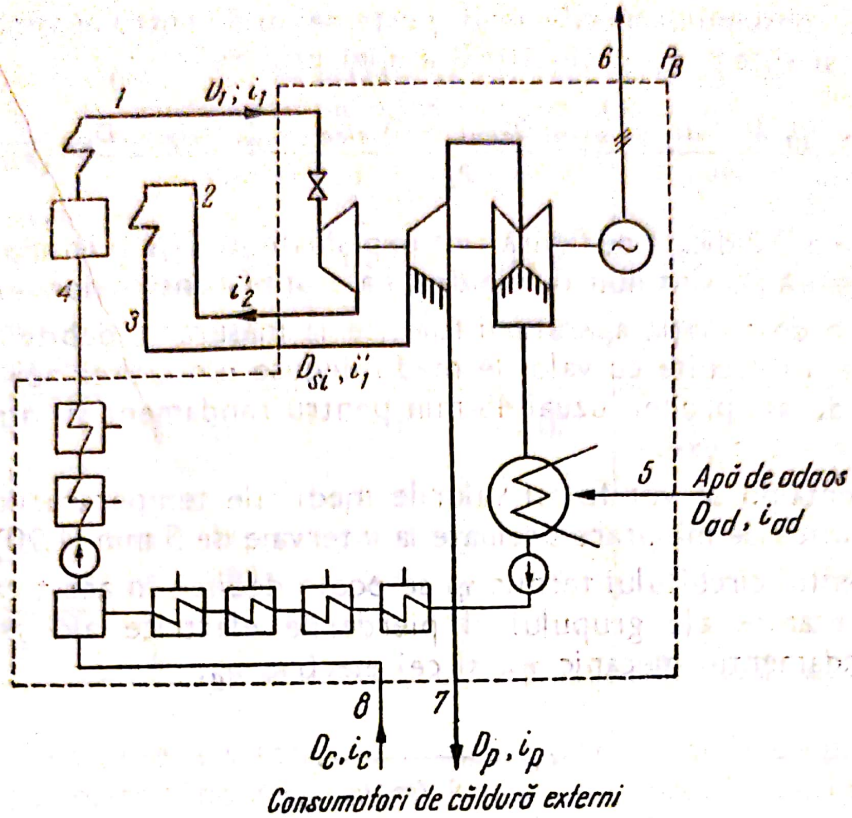


Fig. 1.29. Conturul bilanțului termic la o turbină cu abur :
1 — abur viu ; *2* — abur la supraîncălzitorul intermediar ; *3* — abur supraîncălzit intermediar ; *4* — apă de alimentare ; *5* — apă de adaos ; *6* — energie electrică ; *7* — abur spre consumatori externi ; *8* — condensat extern returnat.

funcțiune mai multe grupuri cu presiune alunecătoare, printre care și grupul de 1 000 MW nr. 3 de la centrala Ravenswood [1.18].

Experiența de funcționare a unor asemenea blocuri, ținînd seama de participarea tot mai accentuată a centralelor termoelectrice la acoperirea părții variabile a curbei de sarcină, au loc în U.R.S.S. pentru grupuri de 200—300 MW și în alte țări [1.19].

Măsurarea consumului specific al turbinelor cu abur, respectiv întocmirea bilanțurilor termice ale acestora se realizează prin metoda directă, determinînd pe o perioadă de timp în care sarcina și parametrii de abur sînt stabilizați :

— debitele de abur la intrarea în turbină, inclusiv cele necesare pentru pompa de ulei (dacă este cazul) și cele pentru alimentarea labirinților și a ejectorului, dacă acestea sînt preluate din conducta de abur viu ;

— puterea, respectiv energia, produsă la borne ;

— presiunile și temperaturile fluidului de lucru în punctele necesare pentru întocmirea bilanțului, în vederea determinării entalpiilor.

Sfera bilanțului care definește consumul specific al unui grup este arătată în fig. 1.29.

Scanned with OKEN Scanner

Valoarea consumului specific brut q este definită pentru ansamblul turbină, condensator și sistem de preîncălzire a apei prin relația :

$$q = \frac{D_1 i_1 + D_{st}(i_1' - i_2') - D_{at} i_{at} + D_{ad} i_{ad} - \sum D_p i_p + D_c i_c}{P_B} \text{ [kJ/kJ]}, \quad (1.19)$$

în care debitele D indicate pe figură sînt exprimate în kg/s și entalpiile în kJ/kg. Debitele de priză D_p sînt numai cele destinate unor consumatori externi.

În funcție de situația aparaturii folosite la măsurare, debitele și puterile măsurate pot fi înlocuite cu valorile medii deduse din citirea aparatelor însumatoare, pe durata probei, uzual 45 min pentru randament și între 1 h și 2 h pentru probe complexe.

Pentru entalpii se vor folosi valorile medii ale temperaturilor și presiunilor din perioada de măsurare preluate la intervale de 5 min [1.20].

Randamentul circuitului termic η_t se poate deduce în acest caz cunoscînd pierderile mecanice ale grupului și pierderile electrice ale generatorului, respectiv randamentul mecanic η_m și cel electric η_g,

$$\eta_t = \frac{1}{q \cdot \eta_m \cdot \eta_g}. \quad (1.20)$$

Aceste bilanțuri reale includ și efectele pierderilor de fluid din circuitul termic și al introducerii apei de adaos, cu debitul D_{ad}. Căldura introdusă cu apa de adaos $D_{ad}\, i_{ad}$ este neglijabilă la turbinele cu condensație.

1.3.2. Recuperări și economii de căldură la pornire și oprire

Pornirile grupurilor cer un consum important de căldură și energie electrică. Cantitatea de căldură consumată la fiecare pornire depinde în primul rînd de inerția termică a grupului, de vitezele de încălzire admise și de situația în care se afla grupul în momentul începerii pornirii, în stare rece sau caldă. În tabelul 1.4 sînt indicate cantitățile de căldură pentru porniri de cîteva tipuri de unități ale sistemului energetic național.

Consumul de căldură pentru pornirea unui grup cerut în principal din consumul pentru încălzirea conductelor principale de abur și din cel pentru încălzirea turbinei. Valoarea acestuia crește cu temperatura de lucru a ciclului. În primul rînd temperaturi ridicate măresc masa conductei și grosimea pereților conductelor, fiindcă rezistența la fluaj a metalului scade iar volumul de abur și diametrul conductei cresc. Aceasta majorează diferențele de temperatură între interiorul și exteriorul conductei și deci eforturile termice. Încălzirea conductei se va face cu o creștere mai redusă de temperatură în timp și va dura mai mult.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 1.4

Consumuri de căldură la pornirea blocurilor cu condensație, cu supraîncălzire intermediară

Putere unitară	Consum de pornire din stare rece, Gcal			Consum de pornire din stare caldă, Gcal		
	Cazan	Turbină	Total	Cazan	Turbină	Total
100 MW (un cazan pe bloc)	144	80	224	67	50	117
200 MW (două cazane pe bloc)	290	158	448	135	100	235
315 MW (două cazane pe bloc)	430	230	660	200	145	345

Aceeași reducere a vitezei de încălzire are loc și la corpurile turbinei, durata cea mai mare fiind aceea pentru încălzirea corpului de înaltă presiune. Este cunoscut că la turbinele cu abur cauzele principale care îngrădesc viteza de încălzire sînt :

— eforturile termice în carcasele cu pereți groși, datorită diferențelor de temperatură între fibra interioară și cea exterioară a metalului ;

— deformarea carcasei la încălzire din cauza concentrărilor de material în zona flanșelor de înaltă presiune și deci a neuniformității încălzirii carcasei în plan median. În plus, apar diferențe de temperatură între partea superioară și cea inferioară a carcasei ;

— alungirea diferențiată între rotor și stator în perioada de creștere a temperaturii, fenomen permis numai în limitele jocurilor axiale dintre rotor și stator.

Măsurile pentru creșterea vitezei de pornire a turbinelor cu abur, necesare pentru manevrabilitatea în sistem, au efecte pozitive și asupra micșorării consumului de căldură la pornire. Între aceste măsuri sînt de menționat [1.21] :

— folosirea construcției corpurilor de înaltă și medie presiune cu carcasă dublă, cu evitarea maximă a concentrărilor de material și folosirea unei soluții pe cît posibil simetrică în planul de rotație ;

— realizarea ventilelor de reglaj ca o construcție independentă, în afara corpului turbinelor ;

— folosirea de corpuri de înaltă presiune simple, fără prize de abur ;

— încălzirea electrică sau cu abur a flanșelor pentru a spori uniformitatea cîmpului de temperaturi ;

Scanned with OKEN Scanner

— întărirea izolației turbinei. Trebuie insistat asupra acestei măsuri deoarece ea se poate aplica la toate grupurile și are efecte pozitive mai ales prin menținerea temperaturii grupului după opriri de scurtă durată, de exemplu opriri în perioada de sfîrșit de săptămînă sau opriri forțate mai mici decît 48 h, care în practică sînt cele mai numeroase ;

— folosirea învîrtirii rotorului cu turație cît mai mare cu ajutorul virorului (atît la pornire cît și la oprire).

Cele mai grele condiții de pornire le au turbinele cu abur racordate la barele colectoare ale unei centrale cu distribuție centralizată a aburului.

Schema bloc sau posibilitatea de alimentare directă și izolată cu abur a unei turbine de la un singur cazan permite combinarea pornirii celor două agregate și folosirea parametrilor alunecători de abur în timpul pornirii. Presiunea în creștere a aburului asigură o temperatură progresivă de condensare și contribuie la o încălzire mai uniformă.

La cazanele cu circulație forțată unică (de ex. tip Benson), apare posibilitatea de a încălzi conductele încă din prima fază de pornire a cazanului, cînd în circuitul principal vaporizator-supraîncălzitor se recirculă încă apă sub presiune.

O schemă de pornire folosită pentru blocuri de 300 MW și constituind obiectul unui patent este arătată în fig. 1.30. În această schemă, pe lîngă prin-

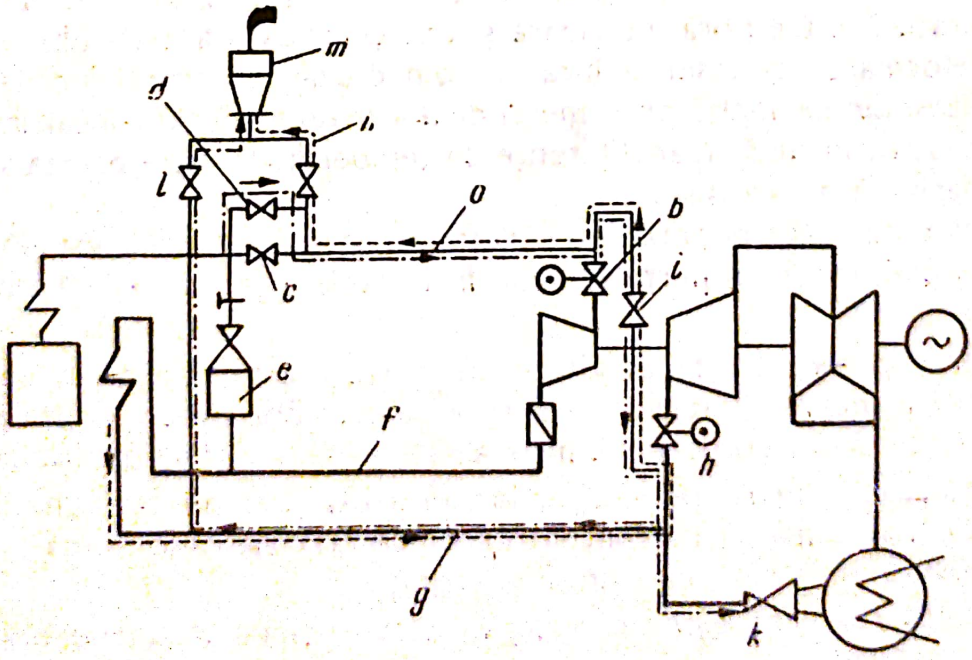


Fig. 1.30. Schemă de pornire cu circulație suplimentară pentru încălzirea conductelor :
— — — traseul aburului în prima perioadă de încălzire ; —.—.— traseul în a doua perioadă.

Scanned with OKEN Scanner

cipalele stații de ocolire ale corpului de înaltă presiune e și de joasă presiune *k* sînt realizate circuite de încălzire prevăzute cu ventile *d* și *i* [1.20]. Secțiunile acestora sînt astfel calculate' încît permit trecerea debitului de abur care să asigure viteza dorită de încălzire a conductelor principale.

În prima fază de pornire, se introduce abur în conducta de supraîncălzire intermediară, în timp ce în bucla principală a cazanului recirculă încă apă fierbinte : conducta principală *b* se încălzește de la conducta de abur supraîncălzit intermediar *g*. Aburul trece prin conducta *l* și parcurge conducta de abur viu în direcția inversă față de cea de curgere normală, pînă la vana principală de abur a cazanului iar apoi prin conducta de eșapare *n* și amortizorul de zgomot *m* iese în atmosferă.

În faza a doua, după ce s-a atins o temperatură de 250°C și s-a asigurat și circulația în supraîncălzitorul intermediar, se deschide ventilul de ocolire al vanei principale *d* și se trimite abur viu care parcurge normal conducta principală *b*, traversează legătura *i*, parcurge în sens invers conducta de abur supraîncălzit intermediar *g*, asigurînd totodată încălzirea ventilelor de închidere rapidă de la intrarea în corpul de medie presiune. Aburul parcurge stația de ocolire de joasă presiune *k* și condensează, condensatul fiind recuperat. O parte din abur este evacuat în atmosferă prin conducta de eșapare *l*, legată de asemenea la amortizorul de zgomot.

Stațiile de reducere-răcire a aburului ocolind corpul de înaltă presiune și cele de medie și joasă presiune ale turbinei permit să se recupereze în perioada pornirii condensatul aburului din toate fazele pornirii. Ele asigură de asemenea evacuarea în condensator a aburului cazanului, în cazul unei declanșări.

Un număr important de turbine cu presiune ridicată scurtează timpul de pornire și reduc căldura necesară prin pornirea cu ajutorul corpurilor de medie și joasă presiune, care asigură punerea grupului în paralel și încărcarea lui pînă la 40—50% din sarcină. În acest moment, fiind încheiată și încălzirea corpului de înaltă presiune, întreg aburul este trecut pe traseul normal, începînd cu ventilele principale de reglaj.

Folosirea integrală a posibilităților de grăbire a pornirii unei turbine se poate realiza cu ajutorul unui aparat de conducere a exploatării, care modelează analogic mărimea tensiunilor termice, datorită dilatării neegale, bazat pe măsurarea temperaturii în punctele caracteristice ale turboagregatului. Aparatul afișează în camera de comandă viteza de încălzire a grupului, viteza de încărcare, respectiv variația maximă admisă a sarcinii în jurul încărcării momentane și dă astfel o indicație sintetică asupra timpului cel mai scurt de pornire care nu solicită anormal metalul. Asemenea aparate echipează grupul de 100 MW de la centrala Fîntînele, precum și grupurile de 315 MW de la CET Craiova și cele de 200 MW de la Rovinari și Brazi. În prezent, la această funcțiune se poate adăuga și comanda operativă a pornirii automatizate a întregului bloc, ghidînd procesul pornirii în funcție de restricțiile impuse de componenta cea mai solicitată [1.22].

Scanned with OKEN Scanner

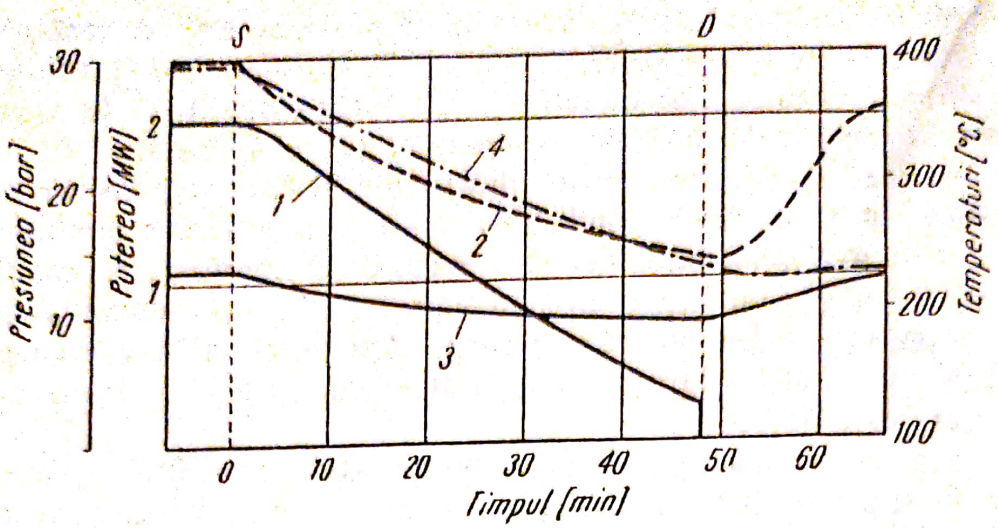


Fig. 1.31. Diagrama de oprire a turbinei de 2 MW cu parametri alunecători :

S — stingerea arzătoarelor la cazan ; *D* — declanșarea turbinei ; *1* — variația puterii ; *2* — evoluția presiunii aburului înainte de turbină ; *3* — temperatura de saturație ; *4* — temperatura aburului.

O valorificare parțială a energiei termice acumulate în cazanul de abur poate avea loc dacă se efectuează o oprire planificată cu parametri alunecători. La circuitele termice simple, fără supraîncălzire intermediară, funcționînd bloc cazan-turbină, fără instalații de reducere-răcire ocolitoare ale turbinei, în momentul declanșării turbinei, datorită căldurii acumulate în cazan presiunea aburului tinde să crească și trebuie eșapat în atmosferă. Are loc o pierdere de căldură însoțită și de o pierdere de apă tratată, a cărei înlocuire necesită consumuri de chimicale și energie suplimentare. În lipsa unui atenuator, se produce și zgomot puternic în zona învecinată. Dacă turbina se menține cu ventilele de admisie deschise, cazanul produce abur în continuare, la presiuni și temperaturi din ce în ce mai scăzute. Asemenea încercări, efectuate la un grup de condensație de 2 MW la CET laborator a Institutului Politehnic București a evidențiat că turbina poate funcționa încă circa 50 min după declanșarea cazanului, producînd o energie corespunzătoare cu o treime din cea care s-ar fi produs la parametrii nominali cu căldura consumată la pornire. Diagrama variației puterii, presiunii și temperaturii este arătată în fig. 1.31.

Soluția este evident limitată la unități cu parametri scăzuți și cu cazane cu inerție termică mare, pentru ca viteza de variație a temperaturilor să nu depășească limitele admisibile imediat după oprirea focului. Este interesant de remarcat că în cazul menționat, presiunea și temperatura au scăzut corelat, menținînd aburul viu în stare supraîncălzită, astfel încît la ieșirea din turbină să nu se producă o creștere neadmisibilă a umidității.

Scanned with OKEN Scanner

1.3.3. Reducerea pierderilor sistematice și accidentale

Între pierderile sistematice de abur ale turbinelor care afectează și consumul specific și debitul de apă de adaos sînt eșapările de la labirinți. Deși acestea au valori relative reduse la grupurile de mare putere, se urmărește recuperarea lor cu ajutorul unui schimbător de căldură — condensator al aburului de eșapare. Nivelul de temperatură de condensare în jur de 100°C este suficient de ridicat pentru ca să servească ca treaptă de preîncălzire de joasă presiune pentru condensatul principal.

O a doua pierdere sistematică de căldură a grupului turbogenerator, căldura evacuată prin mediul de răcire al generatorului electric, poate de asemenea să fie recuperată în perioadele reci ale anului, servind la preîncălzirea condensatului principal. În sezonul cald, temperatura condensatului fiind prea ridicată pentru asigurarea nivelului de temperatură necesar apei și hidrogenului de răcire a generatorului, se renunță la recuperarea acestei pierderi și căldura se evacuează în apa de răcire. În fig. 1.32 este redată o schemă cu recuperarea căldurii de la generator de la ulei și de la labirinți la un grup de mare putere.

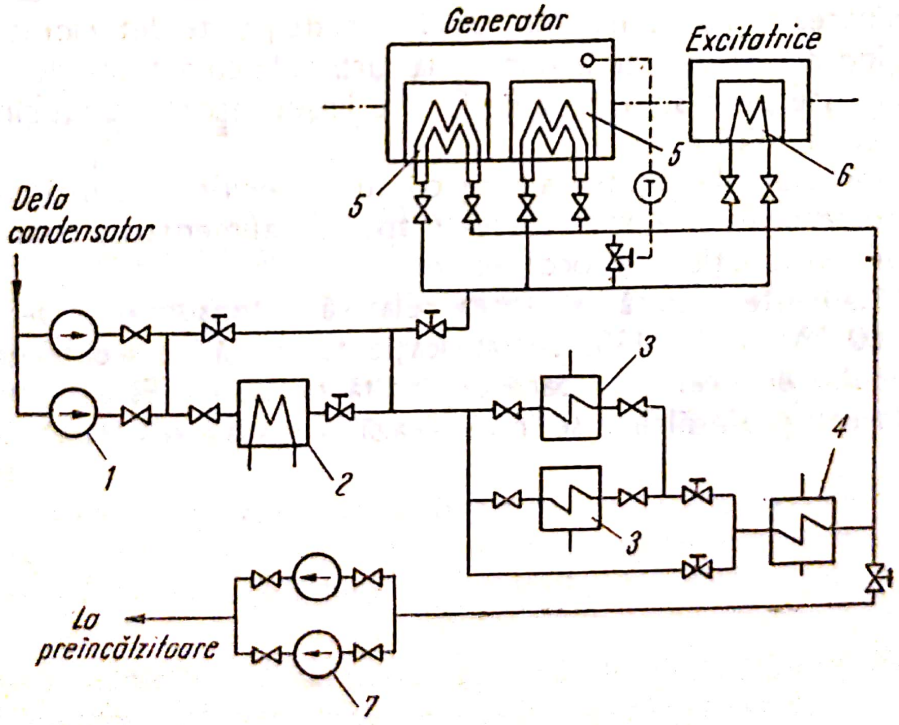


Fig. 1.32. Schemă de recuperarea căldurii de la generator, de la ulei și de la labirinți :

1 — pompă de condensat ; *2* — răcitor de vară (cu apă de răcire) ; *3* — răcitoare de ulei ; *4* — răcirea și condensarea eșapărilor de la labirinți ; *5* — răcitoare de hidrogen la generatorul electric ; *6* — răcitorul excitatricei ; *7* — pompe de condensat treapta a doua.

Scanned with OKEN Scanner

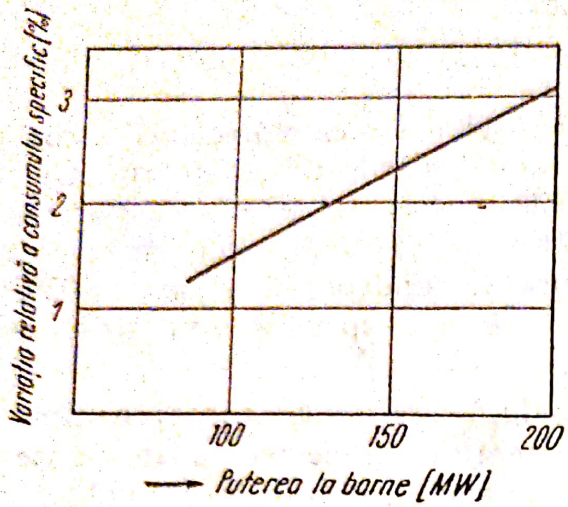


Fig. 1.33. Creșterea relativă a consumului specific pentru grupul de 200 MW K-200-130, la scoaterea din funcțiune a preîncălzitoarelor de înaltă presiune.

Pierderi sistematice de energie și exergie au loc și în cazul turbinelor exploatate în stare avansată de uzură, din următoarele motive :

— mărirea jocurilor la labirinți și a debitului de abur scăpat spre exterior ;

— modificarea profilului paletelor și a ajutajelor datorită eroziunii și coroziunii și mărirea rugozității lor ;

— mărirea interstițiilor între rotor și stator la turbinele cu reacțiune ;

— eliminarea unuia sau mai multor rînduri de palete deteriorate. Influența lipsei unui rînd de palete este mai mare la turbinele cu acțiune decît la cele cu reacțiune și crește pe măsură ce paletele care lipsesc aparțin unui rînd aflat mai aproape de condensator.

Dintre înrăutățirile accidentale de consum specific, cea mai curentă este produsă de defectarea preîncălzitoarelor apei de alimentare, ceea ce impune scoaterea lor din funcțiune și ocolirea lor.

În fig. 1.34 este arătată creșterea relativă a consumului specific pentru grupul de 200 MW K-200-130, de fabricație sovietică, la scoaterea din funcțiune a grupului de preîncălzitoare de înaltă presiune. Este de remarcat că efectul reducerii preîncălzirii se micșorează cu scăderea sarcinii grupului.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 2

Economii de combustibil prin raţionalizarea funcţionării circuitului termic

2.1. Raţionalizări în schemele termice

2.1.1. Structura schemei termice, preîncălzirea apei de alimentare

Preîncălzirea apei de alimentare cu ajutorul aburului preluat din prizele nereglabile ale turbinei conduce la o importantă creştere de randament a circuitului termic, fiindcă :

— din punct de vedere termodinamic se realizează o reducere a cantităţii de căldură evacuată prin sursa rece ;

— din punctul de vedere al turbinei se măreşte randamentul intern deoarece se majorează debitul şi secţiunea de curgere în domeniul aburului de presiune înaltă şi se reduce debitul în zona presiunii joase, unde se pot realiza astfel viteze de ieşire din turbină corespunzătoare optimizării pierderilor de energie reziduale.

Preîncălzirea apei de alimentare atrage însă după sine o creştere a debitului necesar al cazanului de abur, complicarea schemei termice, majorarea suprafeţelor de schimb de căldură şi deci a fenomenului de coroziune datorit agentului termic.

Totodată, alimentarea cazanului cu apă de temperatură mai ridicată, măreşte suprafeţele schimbătoare de căldură după economizor, cu tendinţa de a se ridica şi temperatura gazelor de ardere. Reducerea de randament cauzată la cazan ca efect al preîncălzirii apei de alimentare poate atinge 0,3—1% fiind însă neînsemnată faţă de îmbunătăţirea randamentului ciclului termic, care atinge 10—12% [2.1].

Scanned with OKEN Scanner

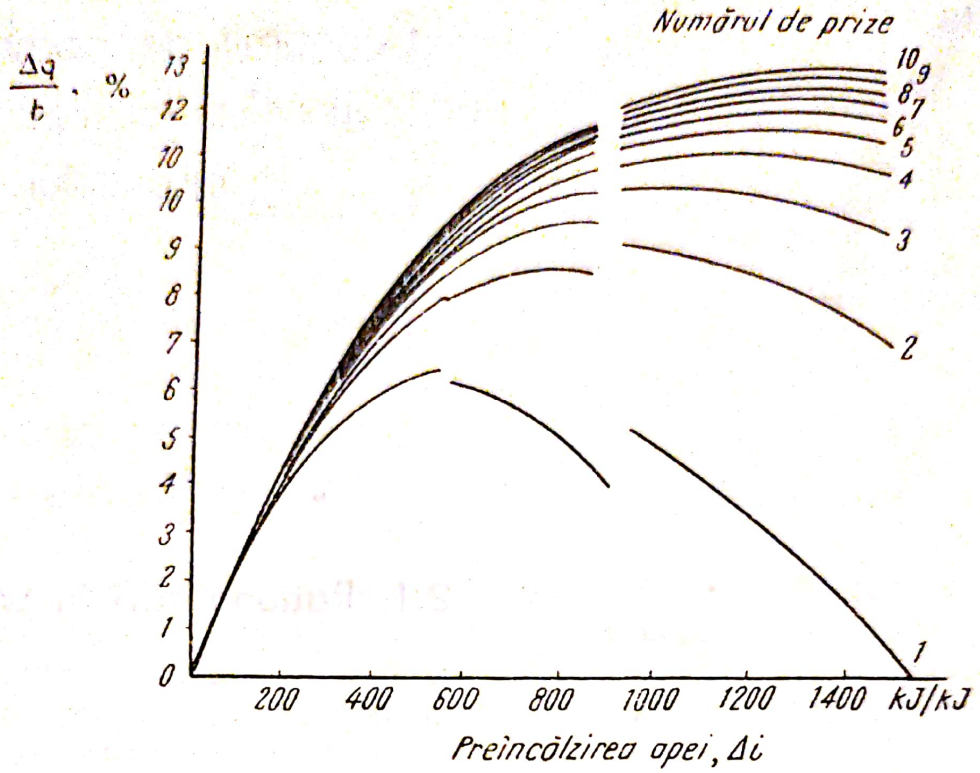


Fig. 2.1. Creșterea relativă a randamentului ciclului în funcție de preîncălzirea apei de alimentare.

Creșterea randamentului ciclului, respectiv reducerea relativă de consum specific $\frac{\Delta q}{q}$ este arătată procentual în fig. 2.1.

Comparînd cicluri cu și fără supraîncălzire intermediară, folosind diferite numere de trepte de preîncălzire, se remarcă tendința de creștere a avantajului relativ al preîncălzirii cu ridicarea presiunii și cu prezența supraîncălzirii intermediare. Temperatura respectiv entalpia optimă căreia îi corespunde cel mai mare spor de randament depinde de asemenea de parametrii inițiali ai ciclului și de numărul de trepte de preîncălzire.

În realitate, pentru determinarea preîncălzirii care are efectul economic maxim, este necesar să se țină seama atît de investiția suplimentară necesară pentru ridicarea temperaturii apei, cît și de valoarea economiei anuale de combustibil.

Temperatura de preîncălzire optimă este inferioară temperaturii la care creșterea randamentului este maximă, fiind mai ridicată în cazul centralelor destinate funcționării în regim de bază (cu număr mare de ore de utilizare) și folosind combustibil scump.

În prezent, temperatura de preîncălzire a unor asemenea unități este de 260—280°C (de exemplu 262,5°C la grupurile supracritice de 750 MW de la CTE Monroe — S.U.A.).

Scanned with OKEN Scanner

La grupurile de mare putere din centralele convenționale apare tendința de a limita temperatura de preîncălzire a apei, dat fiind că o dată cu creșterea ponderii centralelor nucleare electrice, grupurile centralelor convenționale trec treptat din funcționarea din zona de bază a curbei de sarcină într-o zonă de semibază, cu scăderea duratei anuale de utilizare a puterii instalate. Astfel de exemplu, pentru palierul de putere 600—700 MW al grupurilor instalate în Franța, primele grupuri au avut 7 trepte de preîncălzire și temperatura apei de alimentare de 277,5°C, următoarele 6 trepte și temperatura apei de alimentare de 253°C iar modificarea unității în grup de vîrf va limita instalația de preîncălzire la 5 prize și temperatura la cel mult 245°C.

Temperatura de preîncălzire se reduce la sarcini parțiale, datorită scăderii presiunii la prizele nereglabile ale turbinei. În fig. 2.2 este redată variația tem-

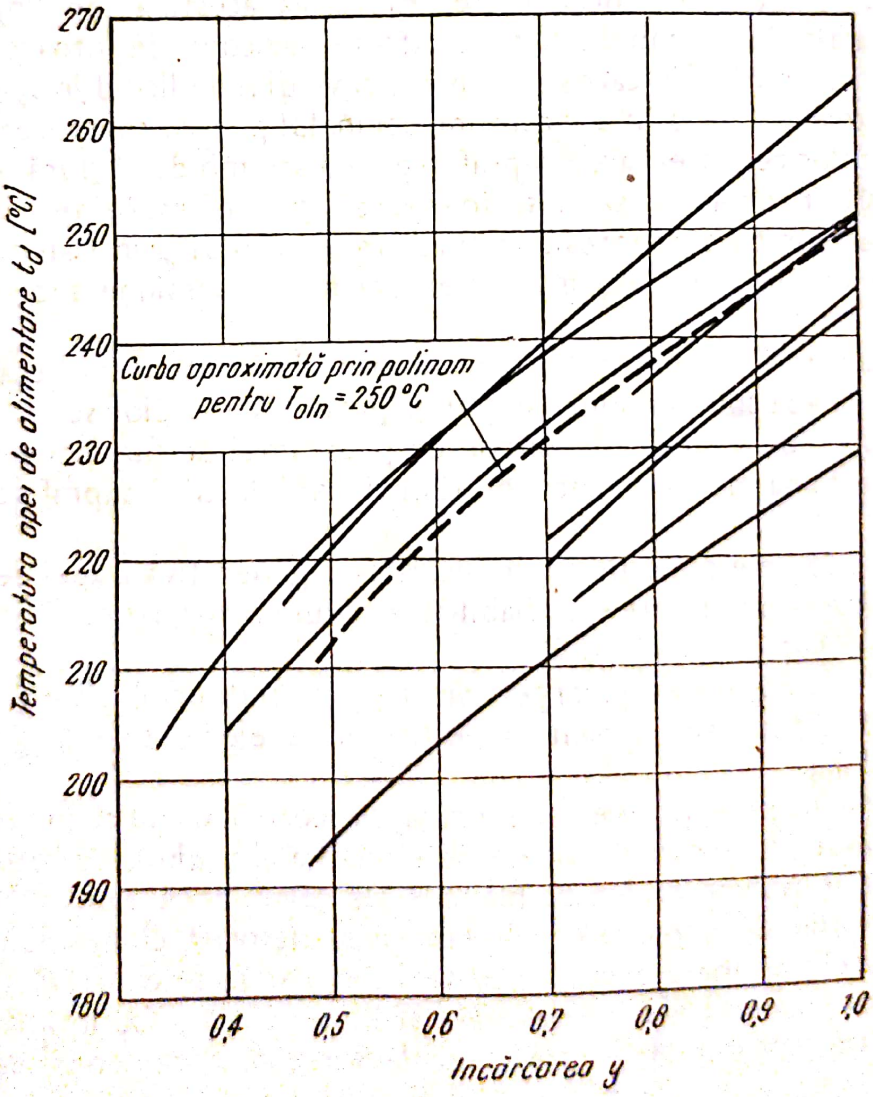


Fig. 2.2. Influența încărcării turbinei asupra temperaturii de preîncălzire a apei de alimentare.

Scanned with OKEN Scanner

peraturii apei de alimentare în funcție de sarcină, pentru diferite grupuri de mare putere instalate în centralele termoelectrice de la noi din țară.

Prelucrarea acestor date conduce la următoarea relație pentru temperatura de alimentare la încărcarea y, $t_{al.y}$, față de temperatura nominală a apei de alimentare la plină sarcină, $t_{al.n}$

$$t_{al.y} = t_{al.n}(0{,}425 + 1{,}375\, y - 1{,}30\, y^2 + 0{,}50\, y^3)\ [°C] \qquad (2.1)$$

Condiția de a realiza în practică temperatura de alimentare de calcul, evitînd majorarea consumului specific a ciclului termic, este legată de :

— menținerea activă a întregii suprafețe de preîncălzire ;
— menținerea în funcțiune a tuturor preîncălzitoarelor instalației ;
— etanșeitatea aparatelor și a armăturilor.

Factorul principal în menținerea activă a suprafețelor este reglarea nivelului de condensat în preîncălzitoare. Ridicarea acestuia, pe lîngă faptul că reduce suprafața de schimb de căldură, atrage pericolul de întoarcere accidentală a apei în turbină. Ridicarea anormală a nivelului de lichid în spațiul de abur al preîncălzitoarelor este în același timp semnalul pentru spargerea unor țevi.

Pentru folosirea integrală a suprafețelor de schimb de căldură, este necesar să se prevadă în proiecte și să se folosească în exploatare aerisirile tuturor preîncălzitoarelor cu suprapresiune și aspirația aerului prin sistemul de vid al blocului din întreaga parte a instalației lucrînd cu presiune sub cea atmosferică.

Prin anularea funcționării țevilor avariate, detectate după fiecare spargere a circuitului de apă sub presiune, suprafața preîncălzitoarelor se reduce treptat. Din acest punct de vedere, în funcție de programul de funcționare a unității, se poate determina momentul economic optim al înlocuirii suprafeței de schimb de căldură.

Preîncălzitoarele din schema de încălzire regenerativă a apei de alimentare fac parte dintre componentele cu fiabilitate redusă a instalației. Disponibilitatea acestora nu depășește 0,93—0,95.

Cauzele principale ale spargerilor de țevi sînt următoarele :

— uzuri în punctele de contact ale țevilor cu elementele de ghidare datorită vibrațiilor ;

— fenomene de eroziune, combinată cu coroziune prin înlăturarea continuă a stratului protector, în zonele de intrare a aburului și la coturi pe partea de apă, adică în puncte cu viteze maxime ale celor două fluide ;

— fenomene de coroziune sub tensiune, datorită chimismului apei. La preîncălzitoarele de joasă presiune cu țevi din alamă, se constată o coroziune activă la valori ridicate ale indicelui *p*H și în prezența CO_2 în apă. La preîncălzitoarele cu țevi din oțel, principalul factor este coroziunea datorită oxigenului.

Din cauza comportării mai bune la coroziune, se preferă în ultima vreme construcția preîncălzitoarelor regenerative de joasă presiune cu țevi de oțel,

Scanned with OKEN Scanner

deși suprafața și masa metalică cresc datorită coeficientului mai redus de transmisia căldurii.

La preîncălzitoarele de înaltă presiune, una din cauzele frecvente ale opririlor este neetanșeitatea flanșelor dintre corpul preîncălzitorului și capac, pe partea de abur. Mărirea disponibilității acestora se face la aparatele actuale prin realizarea de construcții complet sudate, cu colectoare de apă exterioare (R.F.G., S.U.A.) sau cu colectoare interioare, cu extremitățile în exterior, pentru accesul direct, în vederea înfundării țevilor defecte cu ajutorul unor dispozitive-presă speciale (Franța).

Preîncălzitoarele defecte sînt ocolite pentru a se evita oprirea blocului. Ocolirea se poate realiza individual, pentru a limita la minimum efectul negativ asupra consumului specific pe care îl are reducerea preîncălzirii sau pe grupe de aparate.

În mod curent, preîncălzitoarele de joasă presiune sînt ocolite individual iar preîncălzitoarele de înaltă presiune sînt ocolite în grup la schemele termice ale blocurilor construite în R.S.C., Franța, R.F.G. respectiv individual și în bloc la preîncălzitoarele unităților de fabricație U.R.S.S. Ocolirea individuală este realizată prin armături cu trei căi, montate chiar pe preîncălzitoare și incluse în schema de protecție la creșterea nivelului de apă în aparate.

La grupurile de putere mare se practică fracționarea preîncălzitoarelor de înaltă presiune în două linii paralele, fiecare traversată de jumătate din debitul de apă de alimentare, ceea ce îmbunătățește comportarea instalației din punct de vedere al consumului specific la defectarea unei linii de preîncălzire, cu prețul creșterii investiției.

Decizia asupra alcătuirii optimale a schemei de preîncălzire este de luat printr-o analiză tehnico-economică, ținînd seama de indicii de fiabilitate ai fiecărei componente, adică schimbătoare de căldură și armături. Aceasta explică tendința de a limita numărul de armături de la preîncălzitoarele de înaltă presiune.

Una din cauzele reducerii economiei obținute prin preîncălzirea apei de alimentare se datorește neetanșeității armăturilor de ocolire, în special la preîncălzitoarele de înaltă presiune. În acest caz temperatura obținută este inferioară temperaturii de calcul la sarcina respectivă, iar sporul de consum poate fi de 1—2%.

Schemele de preîncălzire ale unităților actuale au în vedere o cît mai judicioasă limitare a pierderilor de energie și a folosirii nivelelor de temperatură ale fluidului încălzitor la schimbul de căldură. Aceasta se obține prin :

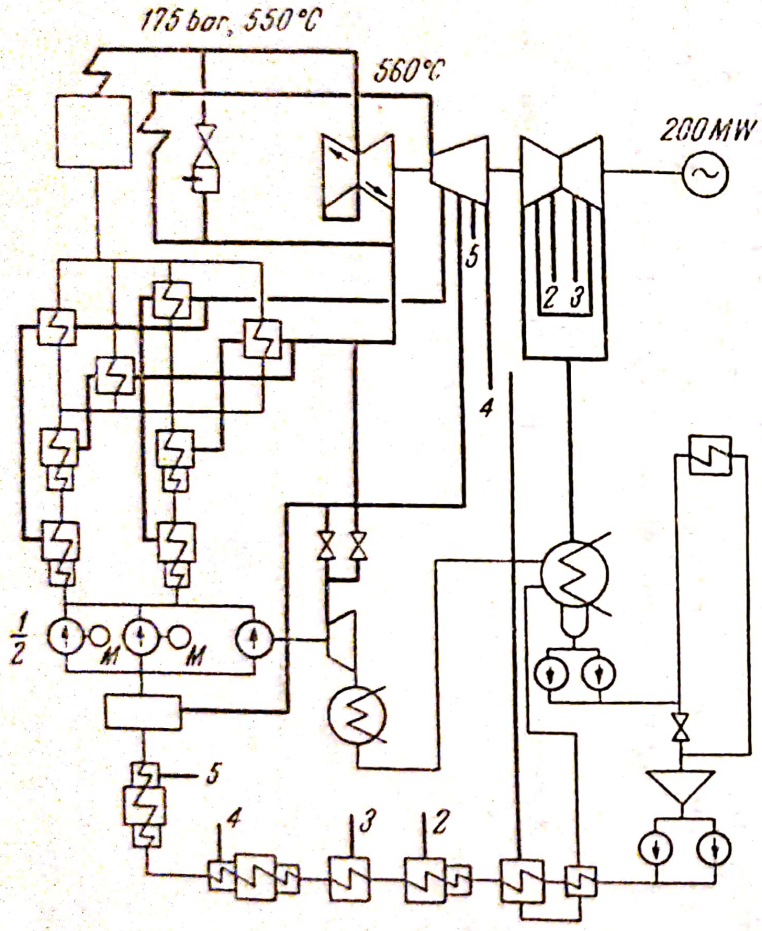
— introducerea de desupraîncălzitoare, parcurse de apă în serie sau în paralel, în principal la preîncălzitoarele de înaltă presiune ;

— introducerea răcitoarelor de condensat la toate treptele de preîncălzire ;

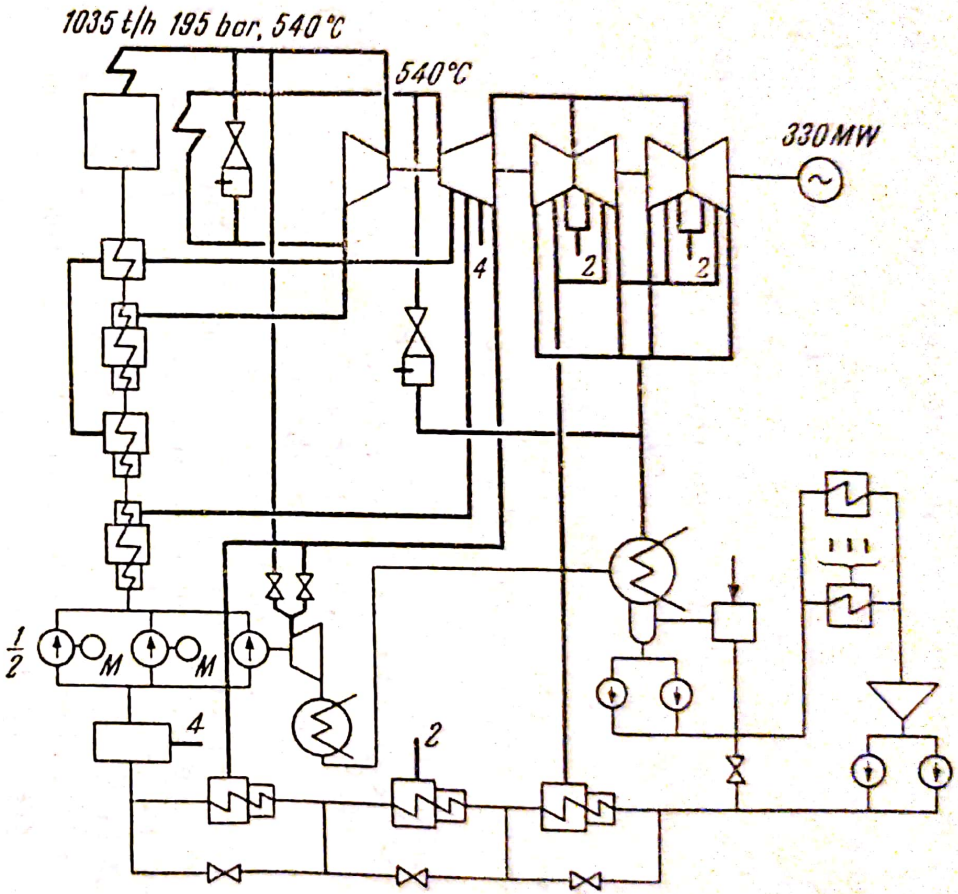
— aplicarea rațională a recuperării condensatului.

În fig. 2.3 sînt arătate exemple de realizare a schemei termice la blocuri moderne de mare și foarte mare putere.

Scanned with OKEN Scanner


175 bar, 550 °C
560 °C
200 MW
5
2 3
4
1/2
M
M
5
4
3
2

a


1035 t/h 195 bar, 540 °C
540 °C
330 MW
4
2
2
1/2
M
M
4
2

b

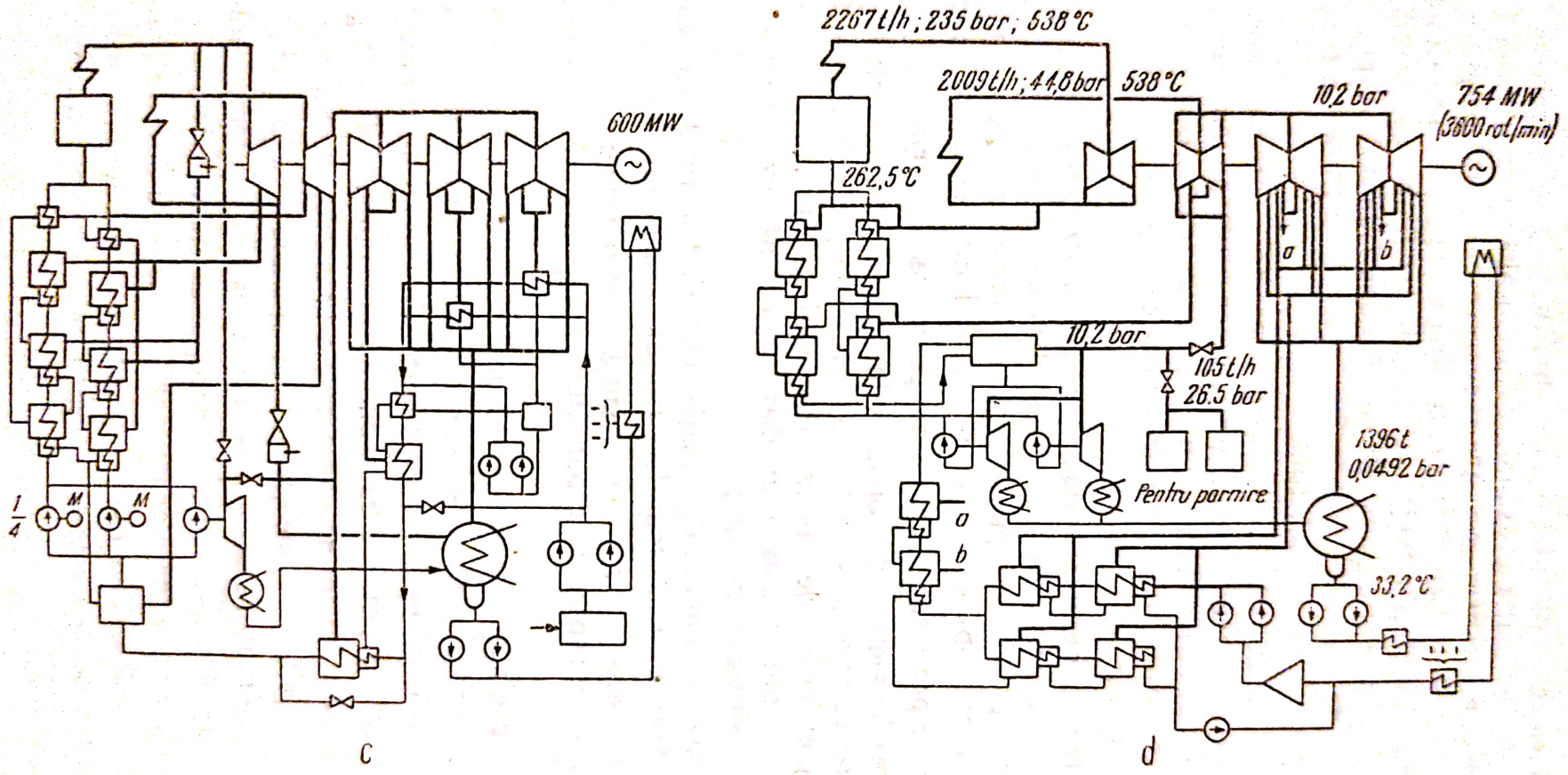


Fig. 2.3. Exemple de realizare a schemei termice la blocuri de mare şi foarte mare putere.
a — blocul 200 MW — R.S.C.S. ; *b* — blocul 330 MW — R.S.R. ; *c* — blocul 600 MW — Franţa ; *d* — blocul 754 MW Westinghouse — S.U.A.

Recuperarea condensatului se face obligatoriu prin curgere în cascadă, la preîncălzitoarele de înaltă presiune. La preîncălzitoarele de joasă presiune, combinarea recuperării prin pompare și curgere în cascadă pe grupe de trepte de preîncălzitoare este folosită frecvent, însă recuperarea în cascadă, în condensatorul grupului, deși mărește consumul specific de combustibil cu pînă la 0,5%, dă posibilitatea la grupurile cu presiune ridicată și supracritică să se rețină produsele de coroziune din circuit în stația de tratare a condensatului, dimensionată pentru întreg debitul.

Recuperarea condensatului în cascadă mărește în practică pierderile dacă sistemul de reglaj al nivelului și evacuarea condensatului nu funcționează perfect. În asemenea situații poate scăpa și un debit de abur din treapta superioară în cea inferioară de preîncălzire, constituind o cale de ocolire prin laminare a destinderii din turbină.

Ansamblul componentelor instalației de preîncălzire regenerativă constituie principala suprafață prin care au loc pierderi de căldură din sala mașinilor, fiind responsabil pentru cel puțin 50% din aceste pierderi. Îmbunătățirea economiei de combustibil este posibilă și prin limitarea acestor pierderi.

La concepție-proiectare aceasta se poate realiza prin :

— limitarea lungimilor de conducte între elementele instalației de preîncălzire, eventual cu formarea de linii compacte de preîncălzitoare. Din punct de vedere al pierderilor de căldură în mediul ambiant, preîncălzitoarele de joasă presiune, orizontale, plasate imediat sub turbină, precum și cele integrate în condensator, sînt avantajoase ;

— ameliorarea sistemului de izolație, incluzînd în totalitate, cu acoperiri amovibile, capetele preîncălzitoarelor, flanșele și armăturile.

În exploatare este de mare importanță pentru economia de combustibil să se mențină și să se repare corespunzător izolația termică și învelișul metalic protector.

Sistemul de preîncălzire este partea de instalație pentru care se constată în practică durata cea mai mare de punere la punct. În funcție de exploatarea ei rațională, de maturitatea și disponibilitatea în timp a funcționării schimbătoarelor de căldură se pot realiza economii de combustibil dintre cele mai importante. În primii doi ani de exploatare a unui grup de tip nou, instalația de preîncălzire de înaltă presiune este practic în exploatare sub 50% din timp.

Sistemul de preîncălzire permite de asemenea mărirea temporară a puterii pentru perioade de vîrf. În acest caz se recurge la scoaterea din funcțiune parțială sau totală a preîncălzitoarelor de înaltă presiune cu destinderea debitului respectiv de abur pînă la condensator, dacă partea de joasă presiune a turbinei o permite. Acest procedeu este însă însoțit de creșterea consumului specific al blocului cu 4—5%.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.2. Reducerea pierderilor de exergie în circuitul regenerativ

Dintre metodele de analiză termodinamică utilizate astăzi, o răspîndire tot mai largă o capătă analiza exergetică apreciată ca singura care permite obținerea unei imagini complete a proceselor și instalațiilor termice. Spre deosebire de celelalte metode, analiza exergetică reflectă cel mai bine resursele interne ale sistemului, locul unde se poate acționa în vederea ridicării performanțelor instalației și efectul măsurilor luate.

Exergia reprezintă lucrul mecanic maxim care se poate obține de la un agent termic, în urma unui proces reversibil, de la starea inițială caracterizată prin presiunea p și temperatura absolută T (și corespunzător, entalpia i și entropia s), pînă la starea finală de echilibru cu mediul înconjurător cu temperatura T_0 (la care agentul termic are parametrii i_0 și s_0).

Astfel, energia E [kJ/s] a unui debit de fluid G [kg/s] cu exergia specifică e [kJ/kg] și parametrii de stare i [kJ/kg], s [kJ/kg.grd] este

$$E = G\,e \text{ [kJ/s]}, \tag{2.2}$$

în care $e = (i - i_0) - T_0(s - s_0)$.

În cazul particular, în care se admite temperatura mediului ambiant $T_0 = 273$ K ($t_0 = 0°C$), pentru majoritatea fluidelor $i_0 = 0$, $s_0 = 0$, astfel încît

$$e = i - T_0 s \text{ [kJ/kg]}. \tag{2.3}$$

Exergia E[kJ/s] a unui debit de căldură Q[kJ/s] disponibilă la temperatura T[K] se calculează cu relația

$$E = Q\left(1 - \frac{T_0}{T}\right). \tag{2.4}$$

Pierderile de energie ΔE_p într-un aparat schimbător de căldură reprezintă suma a trei componente

$$\Delta E_p = \Delta E_{sch} + \Delta E_{lam} + \Delta E_{med} \text{ [kJ/s]}, \tag{2.5}$$

în care : ΔE_{sch} este pierderea de exergie datorită ireversibilității schimbului de căldură la diferență finită de temperatură, în kJ/s ;

ΔE_{lam} — pierderea de exergie datorită laminării (pierderii de presiune) agentului cald și, respectiv, rece, în kJ/s ;

ΔE_{med} — pierderea de exergie corespunzătoare pierderii de căldură a aparatului în mediul ambiant, în kJ/s.

Pierderea de exergie ΔE_{sch} la transferul debitului de căldură Q, se calculează cu expresia

$$\Delta E_{sch} = T_0 \Delta s = T_0 \frac{\Delta T}{T_1 T_2} Q \text{ [kJ/s]}. \tag{2.6}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care $\Delta T = T_1 - T_2$ reprezintă diferența medie de temperatură între temperaturile medii T_1 și T_2 ale fluidului cald și, respectiv, rece. Pierderea de exergie ΔE_{sch} este reprezentată grafic în fig. 2.4, *a* de suprafața dreptunghiului haşurat cu aria $T_0 \Delta S$. Dintre cele trei pierderi de exergie din relația (2.5), care alcătuiesc pe ΔE_p, contribuția cea mai importantă o are ΔE_{sch} ; din această cauză, în acțiunea de perfecționare termodinamică a schimbătoarelor de căldură, principalele eforturi trebuie concentrate asupra reducerii acestor pierderi, prin micșorarea diferenței medii de temperatură ΔT.

Pierderea de exergie ΔE_{lam}, produsă de pierderea de presiune a fluidului cald și rece, se compune din :

$$\Delta E_{lam} = \Delta E_{lam_1} + \Delta E_{lam_2} = G_1 \Delta e_{\Delta p_1} + G_2 \Delta e_{\Delta p_2} \quad [kJ/s],$$

în care G_1 și G_2 sînt debitul de agent cald și, respectiv, rece, în kg/s, iar $\Delta e_{\Delta p_1}$ și $\Delta e_{\Delta p_2}$ reprezintă pierderea de exergie specifică, în kJ/kg, produsă de pierderea de presiune Δp_1 a agentului cald, respectiv, Δp_2 a agentului rece.

De exemplu, pentru fluidul cald, procesul real de curgere (cu pierdere de presiune) este reprezentat grafic în fig. 2.4, *b* prin linia *1' — 1''* [2.2]. Acest proces a fost considerat că este rezultanta curgerii izobare *1' — 1*, urmată de laminarea adiabatică *1 — 1''*, care determină scăderea de presiune Δp_1, echivalentă rezistențelor hidraulice. Pierderea de exergie $\Delta E_{lam_1} = T_0 \Delta S_{\Delta p_1} = T_0 G_1 \Delta s_{\Delta p_1}$ este reprezentată în fig. 2.4, *b* de suprafața dreptunghiului haşurat.

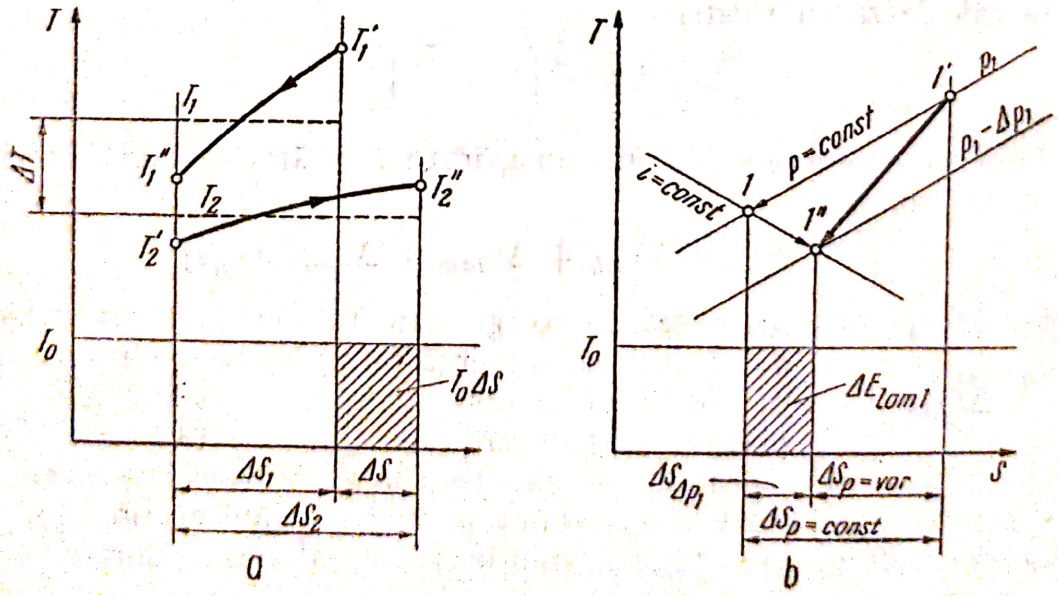


Fig. 2.4. Reprezentarea în digrama *T-S* a schimbului ireversibil de căldură între doi agenți termici (*a*) și a curgerii unui agent termic cu pierdere de presiune (*b*).

Scanned with OKEN Scanner

Pierderea de exergie ΔE_{med} se poate calcula cu formula (2.4), în care se înlocuiește Q cu pierderea de căldură ΔQ a aparatului ; aceasta din urmă se determină pe baza randamentului izolației termice η_r.

Randamentul exergetic η_{ex} este definit ca raportul dintre variația exergiei fluidului rece $\Delta E_2 = E_2'' - E_2'$ și variația exergiei fluidului cald $\Delta E_1 = E_1' - E_1''$, adică cu formula

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_2}{\Delta E_1} = \frac{E_2'' - E_2'}{E_1' - E_1''} = 1 - \frac{\Delta E_p}{\Delta E_1}. \qquad (2.7)$$

Spre deosebire de ceilalți indici de calitate termici și termodinamici, randamentul exergetic η_{ex} oferă o imagine mai completă a condițiilor de funcționare a aparatelor schimbătoare de căldură. El caracterizează în mod sintetic toate fenomenele care au loc într-un schimbător de căldură, permițînd o analiză cantitativă și calitativă a tuturor elementelor care influențează performanțele aparatului.

Reducerea pierderilor de exergie ΔE_p și implicit creșterea randamentului exergetic η_{ex} al aparatului schimbător de căldură se face acționînd asupra tuturor factorilor care influențează fiecare categorie de pierdere și anume : diferența medie de temperatură ΔT, coeficientul global de schimb de căldură k, suprafața de transfer al căldurii S, pierderile de presiune Δp_1 și Δp_2 care determină energia de pompare, pierderea de căldură ΔQ în mediul ambiant prin izolația termică. Deoarece interdependența acestor factori este complexă și adeseori contradictorie, analiza exergetică trebuie completată cu calcule tehnico-economice.

O importanță deosebită în cadrul analizei exergetice a unui circuit regenerativ al unei centrale termoelectrice o are studiul reducerii pierderilor de exergie la un preîncălzitor de suprafață. Așa cum s-a arătat mai sus, mărimea ΔE_{sch} reprezintă principala componentă a pierderii totale ΔE_p a unui schimbător de căldură de suprafață. Micșorarea pierderilor de exergie ΔE_{sch} din circuitul regenerativ, pierderi cauzate de ireversibilitatea schimbului de căldură, se poate face prin :

— folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului de priză ;

— subrăcirea condensatului acestuia.

Acestea se realizează în practică prin măsuri constructive speciale, care constau în prevederea preîncălzitoarelor de suprafață cu desupraîncălzitoare și răcitoare de condensat ; efectul lor este reducerea diferenței de temperatură ΔT [relația (2.6)]. Diagrama de variație a temperaturii la un preîncălzitor prevăzut cu suprafețe speciale de schimb de căldură este prezentată în fig. 2.5.

Variația pierderilor de exergie la un preîncălzitor de suprafață în funcție de diferența finală de temperatură $\Delta t_1 = t_s - t_2$ (fig. 2.5), pentru diferite

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.1

Diferențele de temperatură Δt_1 și Δt_2 din fig. 2.5, utilizate în circuitul regenerativ al centralelor termoelectrice

Instalații fără folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului de priză și fără subrăcirea condensatului	Instalații cu folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului de priză și cu subrăcirea condensatului		
Δt_1	Δt_1	Δt_2	
La preîncălzitoarele de joasă presiune $\Delta t_1 = 5...7$ grd La preîncălzitoarele de înaltă presiune $\Delta t_1 = 7...15$ grd	La preîncălzitoarele de joasă presiune $\Delta t_1 = 2...4$ grd La preîncălzitoarele de înaltă presiune, în funcție de efortul economic, în lei, pentru 1 kJ/kWh economisit: — valori reduse $\Delta t_1 = 4...7$ grd; — valori medii $\Delta t_1 = 1...4$ grd; — valori ridicate $\Delta t_1 = 1...-3$ grd	Raportul debitelor condensat/apă	Δt_2
		1/5—1/7	2— 4
		1/7—1/10	3— 6
		1/10—1/20	5—10
		<1/20	subrăcirea este, de regulă, nerentabilă

Tabelul 2.2

Mărimile termodinamice ale aburului de priză, pentru un grup de putere mare cu parametrii inițiali 176,5 bar, 570/570°C cu 8 trepte de preîncălzire regenerativă

Denumirea mărimii	Priza turbinei							
	1	*2*	*3*	*4*	*5*	*6*	*7*	*8*
Presiunea aburului de priză, p_{ab} [bar]	44,71	19,51	11,83	4,98	2,907	1,335	0,539	0,184
Temperatura absolută a aburului de priză, T_{ab} [K]	654	743,4	685,5	592,4	538	464	388,5	331,3
Temperatura absolută de saturație a aburului de priză, T_s [K]	530	484,1	460,3	424,7	405,4	380,9	356,2	331,3
Temperatura medie termodinamică a aburului care condensează, T_{ab}^m [K]	539,5	508,2	478	434,8	411,3	380	356,6	331,3
Gradul de supraîncălzire, $(T_{ab}^m - T_s)/T_s$ [%]	1,79	4,99	3,85	2,39	1,44	0,24	0,11	0

Scanned with OKEN Scanner

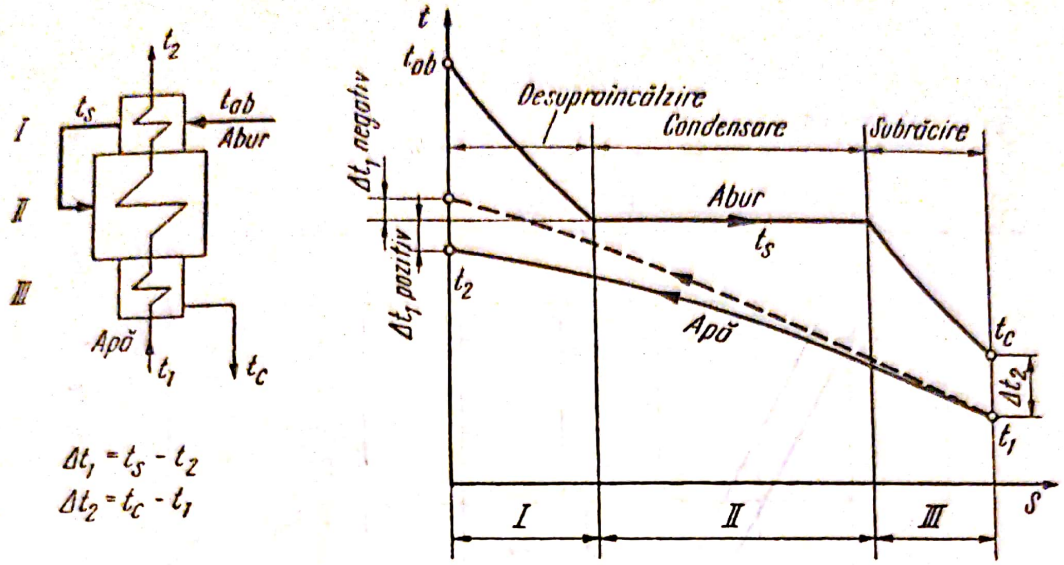


Fig. 2.5. Schema de principiu și diagrama de variație a temperaturii pentru un preîncălzitor cu desupraîncălzire și subrăcire a condensatului.

ipoteze constructive este arătată în fig. 2.6 [2.3]. O concluzie importantă care rezultă din această diagramă este aceea că folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului de priză este mult mai eficace decît subrăcirea condensatului. Astfel, în timp ce o subrăcire de 18,6 grd aduce o micșorare a pierderilor de exergie de numai 0,25%, reducerea diferenței de temperatură Δt_1 tot cu 18,6 grd coboară aceste pierderi cu circa 3,6%.

Valorile utilizate în circuitul regenerativ al centralelor termoelectrice pentru Δt_1 și Δt_2 sînt arătate în tabelul 2.1 [1.4].

Stabilirea valorilor Δt_1 sau Δt_2 este o problemă de calcul tehnico-economic, care trebuie să ia în discuție variația următoarelor elemente : consumul specific de combustibil, suprafața de schimb de căldură, pierderile hidraulice în circuitul regenerativ. Micșorarea consumului specific de căldură cu 46 kJ/kWh (de la 8780 kJ/kWh la 8 734 kJ/kWh) produce o economie de cărbune la o centrală de 100 MW de circa 500 000 lei/an, ceea ce, cu o recuperare de 10%, justifică din punct de vedere tehnic și economic o investiție inițială suplimentară de pînă la 5 000 000 lei [2.4].

Reducerea pierderilor de exergie în instalațiile cu supraîncălzire intermediară. La aceste instalații, datorită întreruperii destinderii și efectuării supraîncălzirii intermediare, destinderea aburului se deplasează în diagrama *i-s* spre entropii mai mari, depărtîndu-se de zona aburului saturat. Astfel, în tabelul 2.2 sînt date principalele mărimi termodinamice ale aburului de priză pentru circuitul termic al unui grup de mare putere cu parametrii aburului viu de 176,5 bar, 570/570°C și 8 trepte de preîncălzire regenerativă. Prizele preîncălzitoarelor de înaltă presiune au un grad de supraîncălzire suficient de mare (de ordinul 2—5%), pentru a permite utilizarea avantajoasă a căldurii de

Scanned with OKEN Scanner

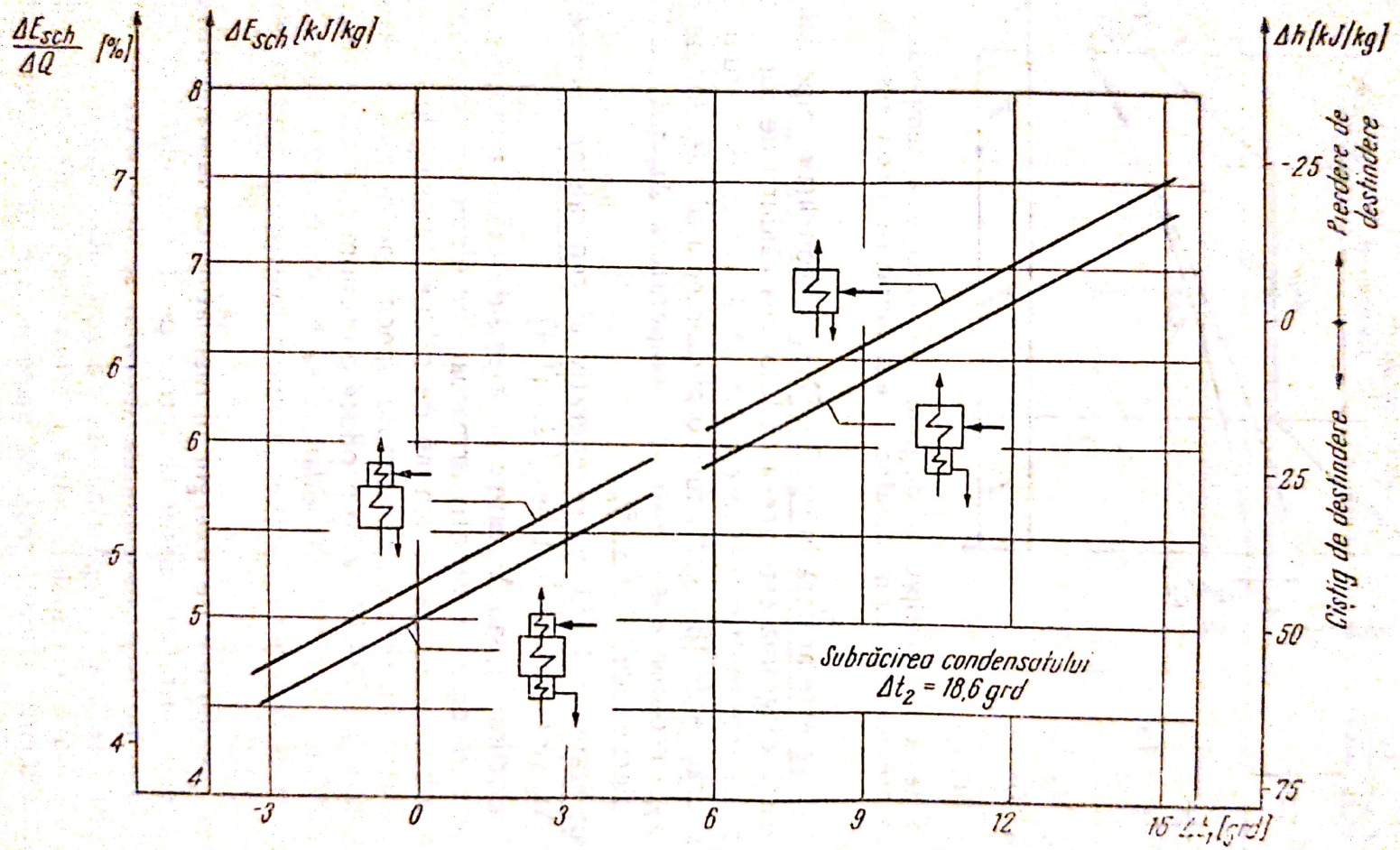


Fig. 2.6. Variația pierderilor de exergie la un preîncălzitor de suprafață în funcție de diferența de temperatură Δt_1.

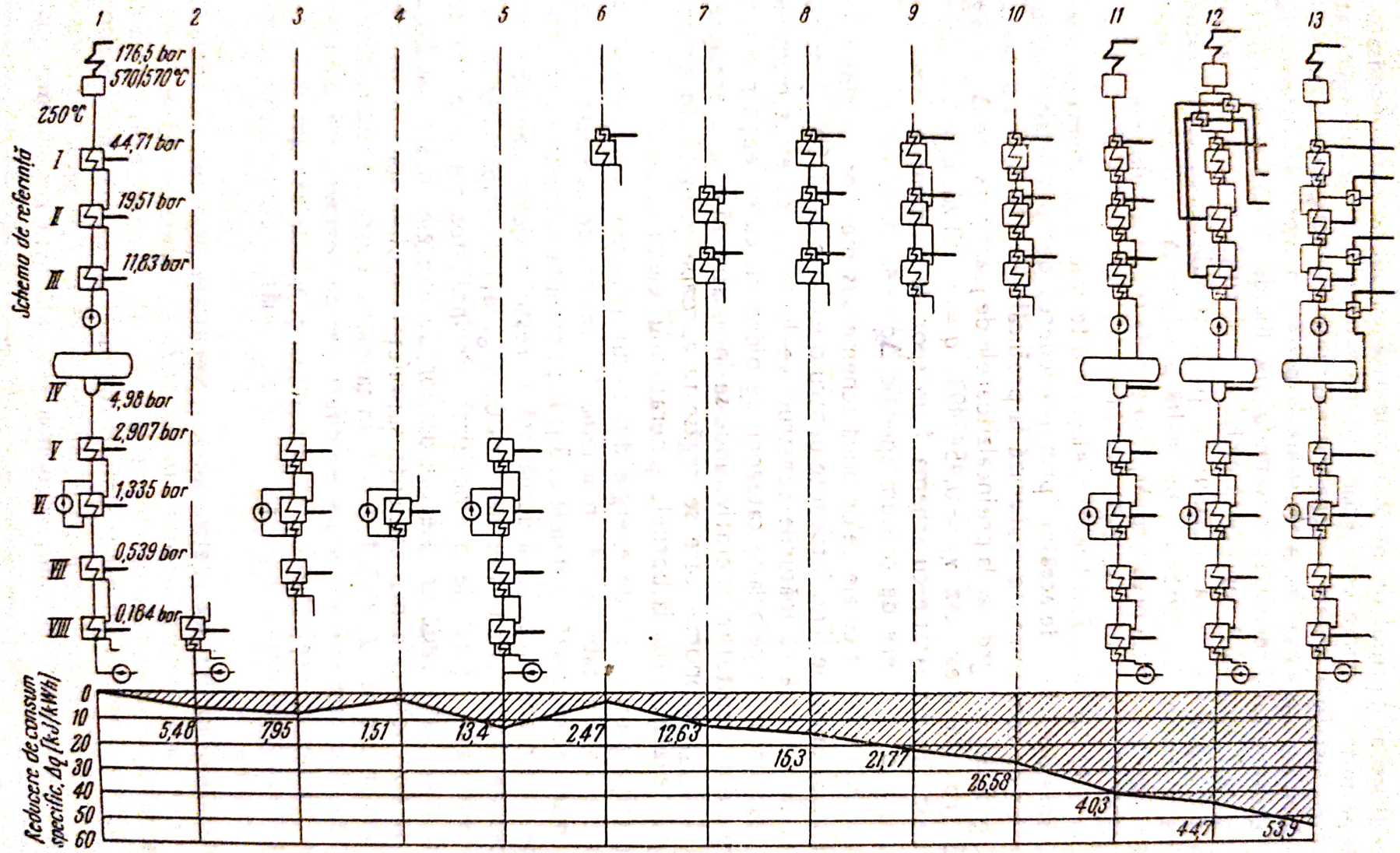


Fig. 2.7. Influența utilizării desupraîncălzitoarelor și răcitoarelor de condensat asupra consumului specific de căldură la instalațiile cu supraîncălzire intermediară.

supraîncălzire a aburului de priză. Combinată cu subrăcirea condensatului, metoda permite realizarea unor economii importante în circuitul regenerativ.

Pentru instalația arătată s-a analizat exergetic și energetic influența folosirii căldurii de supraîncălzire a aburului de priză și a subrăcirii condensatului asupra randamentului termic și consumului specific de căldură al ciclului [2.2].

În fig. 2.7 schema *1* reprezintă ciclul de referință, la care nu s-a folosit căldura de supraîncălzire a aburului de priză și subrăcirea condensatului; s-a admis pentru preîncălzitoarele de înaltă presiune $\Delta t_1 = 7$ grd, iar pentru preîncălzitoarele de joasă presiune $\Delta t_1 = 5$ grd ; a rezultat randamentul termic $\eta_t = 0{,}4520225$ și consumul specific de căldură al ciclului $q = 8\,210{,}54$ kJ/kWh.

Schema *11* din fig. 2.7 utilizează același ciclu termic ca și schema de referință *1*, dar spre deosebire de aceasta, prin prevederea desupra încălzitoarelor și răcitoarelor de condensat, se realizează la preîncălzitoarele de înaltă presiune $\Delta t_1 = 0$ grd, $\Delta t_2 = 5$ grd, iar la preîncălzitoarele de joasă presiune $\Delta t_1 = 3$ grd, $\Delta t_2 = 5$ grd ; în acest caz $\eta_t = 0{,}4542493$, $q = 8\,170{,}26$ kJ/kWh. Schema *11* realizează în comparație cu schema *1* un spor de randament termic $\Delta\eta_t = 0{,}493\%$ și o reducere de consum specific $\Delta q = 40{,}38$ kJ/kWh.

Bilanțurile exergetice ale celor două scheme sus menționate sînt trecute în tabelul 2.3, calculele fiind întocmite pentru o exergie de 10 000 kJ introdusă în cazan. Se observă că măsurile constructive luate au ca efect menținerea practic neschimbată a celorlalte categorii de pierderi, cu excepția pierderilor de exergie din circuitul regenerativ, unde se înregistrează o reducere apreciabilă (cu 17,5%), economie care se regăsește aproape integral (în proporție de 88%) în exergia utilă la bornele generatorului electric.

Repartiția pierderilor de exergie din circuitul regenerativ pe preîncălzitoare este arătată în tabelul 2.4. În schema *1*, cum era de așteptat, pierderile cele mai mari se realizează pe etajele *2*, *3* și *1* (pe treapta *1*, creșterea de entalpie a apei de alimentare a fost luată dublă față de restul etajelor, ceea ce conduce la un spor de randament termic de circa 0,14%, față de împărțirea în trepte egale a intervalului total de preîncălzire). Preîncălzitoarele care realizează cele mai importante reduceri ale pierderilor de exergie în schema *11*, deci la care se dovedesc cele mai eficiente suprafețele suplimentare de schimb de căldură sînt în ordine : *2*, *3*, *8*, *1*, *6* și *7*. În tabelul 2.4 este trecută comparativ pentru cele două scheme și reducerea diferenței de temperatură ΔT [relația (2.6)] pentru fiecare preîncălzitor. Pe această cale, analiza exergetică a permis să se stabilească utilitatea și efectul diverselor măsuri constructive luate în schema termică.

Concluziile analizei exergetice au fost verificate prin calcule energetice asupra celor 13 scheme prezentate în fig. 2.7. Schemele *2—13* nu prezintă decît modificările aduse față de schema de referință *1*. Astfel, prevederea unui răcitor de condensat la ultima treaptă *8* conduce la cea mai mare economie în zona preîncălzitoarelor de joasă presiune, în timp ce la treapta *6*, unde se face repomparea condensatului, economia realizată este relativ mică justifi-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.3

Bilanțurile exergetice ale schemelor *1* și *11* (fig. 2.7)

Denumirea cantității de energie [kJ]		Schema *1*	Schema *11*
Pierderi în cazan ($\eta_{caz} = 0{,}92$)	În mediul înconjurător	800,000	800,000
	Datorită ireversibilității procesului de ardere și de transmitere a căldurii	4 129,428	4 135,038
Pierderi pe conducta cazan-turbină		83,229	80,223
Pierderi în turbină		623,442	624,548
Pierderi în condensator		137,656	136,540
Pierderi în preîncălzitoarele regenerative		140,479	115,956
Pierderi mecanice ($\eta_m = 0{,}99$)		40,859	41,080
Pierderi electrice ($\eta_g = 0{,}98$)		80,901	81,339
Pierderi totale de exergie		6 035,994	6 014,724
Exergie la bornele generatorului electric		3 964,006	3 985,276
Exergie introdusă în cazan		10 000,000	10 000,000

Tabelul 2.4

Repartiția pierderilor de exergie din circuitul regenerativ pe etajele de preîncălzire ale schemelor *1* și *11* (fig. 2.7)

Numărul prizei	1	2	3	Pompă	4	5	6	7	8
ΔE_{sch} în schema *1* [kJ]	30,014	19,644	17,337	16,500	12,589	11,716	10,886	11,844	9,909
ΔE_{sch} în schema *11* [kJ]	23,106	14,147	12,681	16,327	11,921	10,593	9,506	10,363	7,312
Reducere schema *11* față de schema *1* [%]	22,9	28,0	27,0	1,05	5,3	9,6	12,7	12,5	26,3
Reducere ΔT [grd]	11,2	7,3	8,1	—	−1,6	2,2	2,1	2,3	3,0

Scanned with OKEN Scanner

cînd renunțarea la acesta. La preîncălzitoarele de înaltă presiune este utilă folosirea căldurii de supraîncălzire, efectul cel mai important fiind la etajele *2* și *3*; în ceea ce privește răcitoarele de condensat, cea mai mare reducere a consumului specific se obține în treapta *3*, în timp ce la treptele *1* și *2* nu este foarte economică prevederea lor. Se remarcă efectul cumulativ al diverselor măsuri constructive din circuitul regenerativ; de exemplu, economiile realizate în schemele *2* și *3* corespund economiei din schema *5*; idem schemele *6*, *7* și *8* sau *5*, *10* și *11*.

Schema *12* realizează o reducere suplimentară a consumului specific de căldură față de schema *11*, prin folosirea căldurii de supraîncălzire a aburului prizelor *2* și *3* la un potențial mai ridicat. O micșorare în continuare a consumului specific de căldură se obține prin schema *13* (schema Neholny-Ricard), la care, în comparație cu schema *12*, căldura de supraîncălzire a aburului de priză este transmisă practic complet apei de alimentare în punctele de temperatură maximă a acesteia.

2.1.3. Degazarea termică

La majoritatea centralelor termoelectrice, degazarea termică este efectuată la presiune constantă. Este cunoscut că în cazul centralelor de termoficare presiunea de degazare este legată de una din presiunile reglate de livrare a aburului la consumator, ceea ce asigură condițiile de constanță ale presiunii, independent de configurația schemei termice și de încărcarea turbinelor.

La centralele cu condensație, presiunea constantă este obținută prin reducerea presiunii uneia din prizele nereglabile ale turbinei. Presiunea acestei prize este direct proporțională cu debitul de abur din turbină, deci practic cu puterea produsă. La încărcări parțiale, presiunea prizei scade sub valoarea necesară funcționării degazorului și alimentarea cu abur trebuie comutată la o priză cu presiune superioară. La pornire și oprire și în cazul reducerii încărcării sub 50%, degazorul este alimentat de obicei prin una din următoarele căi de rezervă:

— din linia rece a supraîncălzirii intermediare, în cazul ciclurilor cu supraîncălzire intermediară;

— din conducta de abur viu, la ciclurile simple și la cele cu abur saturat;

— din alte surse (de exemplu de la centrala termică de pornire).

Cu excepția unor puncte singulare, în tot domeniul de funcționare, apare o laminare între sursă și degazor pentru debitul de abur D_a necesar acestuia. Această laminare are ca efect o reducere de randament, care este legată de regimul de funcționare al grupului. În fig. 2.8 este arătată diagrama presiunii de alimentare a degazorului, segmentele hașurilor verticale reprezentînd laminarea în reductorul pentru alimentarea degazorului la presiunea constantă. În momentul comutării la priza cu presiune superioară (priza *5* în exemplul

Scanned with OKEN Scanner

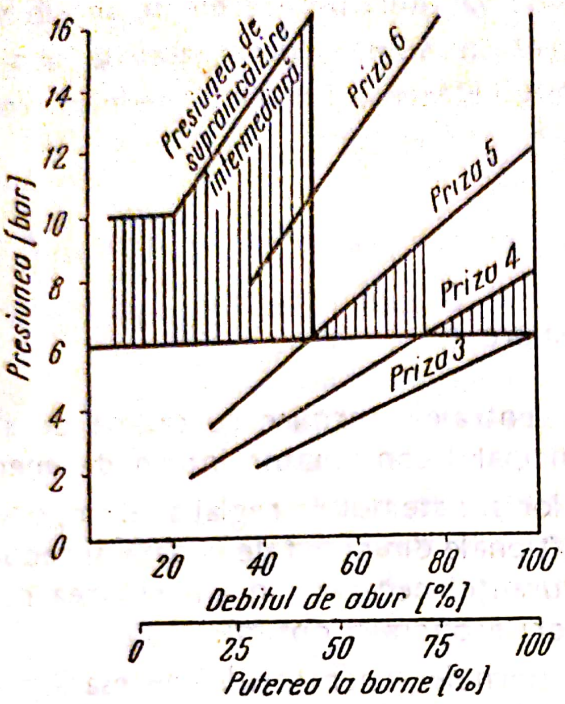


Fig. 2.8. Diagrama de alimentare a degazorului lucrînd la presiune constantă.

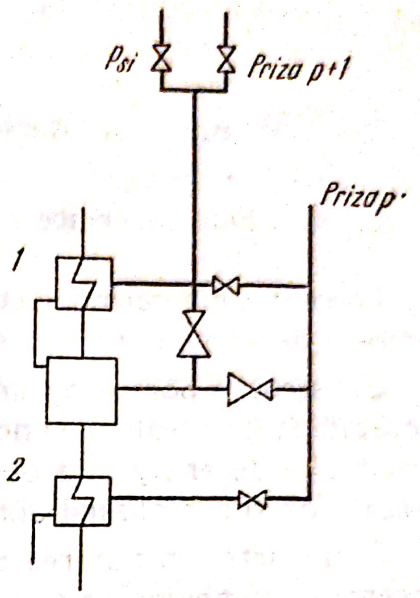


Fig. 2.9. Completarea schemei termice pentru reducerea efectului laminărilor la un degazor cu presiune constantă.

din fig. 2.8), apare și o pierdere suplimentară, de randament, datorită nefolosirii prizei la care degazorul fusese racordat inițial (priza 4).

Pentru ca efectul comutărilor și al pierderii de exergie la degazorul alimentat cu presiune constantă să fie minim, după (2.5) apare indicat să se completeze schema termică cu două aparate de schimb de căldură de suprafață, conform fig. 2.9. Aparatul *1* completează nivelul preîncălzirii apei cît mai aproape de temperatura de saturație a aburului la presiunea prizei din turbină iar aparatul 2 preia funcția de preîncălzitor al prizei p în momentul comutării degazorului la priza $p + 1$ și contribuie în restul timpului la limitarea sarcinii termice a degazorului.

Este posibil, în condiții tehnice și de siguranță mulțumitoare, să se folosească presiunea alunecătoare, în locul presiunii fixe.

Pericolul de cavitație la intrarea în pompa de alimentare este același la folosirea degazării la presiune alunecătoare, ca și în cazul degazării la presiune fixă, fiindcă viteza maximă de scădere a presiunii are loc la declanșarea turbinei, cînd degazorul nu mai primește abur de încălzire de la priză. În această situație ambele procedee se comportă identic.

La mărirea sarcinii turbinei, datorită creșterii presiunii de degazare, temperatura apei din rezervorul degazorului se situează temporar sub temperatura de saturație și efectul de degazare scade. Fenomenul fiind tranzitoriu,

Scanned with OKEN Scanner

această consecință a degazării la presiune variabilă nu are efecte sensibile în timp. În țara noastră, experiența de zece ani a aplicării degazării la presiune alunecătoare la blocul de 100 MW de la CTE Steaua Roșie-Fîntînele este pozitivă.

2.1.4. Pompele de alimentare

2.1.4.1. *Puterea pompelor de alimentare*

La centralele termoelectrice și la centralele termice cu cazane de abur, pompele de alimentare reprezintă principalul consumator intern de energie.

Construcția pompelor, antrenarea lor și sistemul de reglaj au o importanță deosebită asupra realizării unei soluții raționale din punct de vedere al reducerii consumului de energie, a obținerii siguranței necesare în alimentarea cu apă a cazanelor și a realizării unor indicatori economici optimi.

Cota parte din puterea produsă la bornele generatorului necesară pentru antrenarea pompelor de alimentare ale blocului este arătată în fig. 2.10. Cota de putere crește cu presiunea ciclului, ajungînd la presiuni de 190—200 bar la circa 2,8—3%. Cea mai mare pompă de alimentare construită pînă în prezent este cea pentru un bloc de 1 300 MW cu presiune supracritică și are o putere instalată în turbina de antrenare de 50 MW [3.6].

În privința limitării debitului, este de acționat în exploatare în primul rînd asupra urmăririi chimismului apei și a reducerii debitului purjat pînă

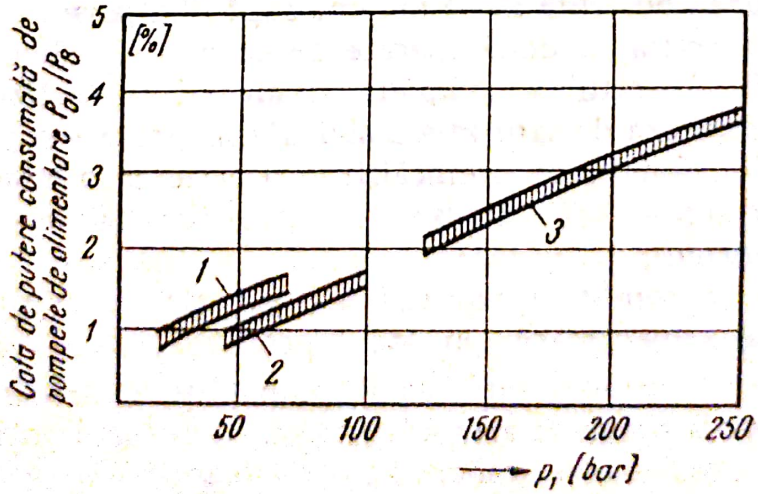


Fig. 2.10. Raportul între puterea necesară pompei de alimentare și puterea la bornele generatorului pentru diferite categorii de centrale electrice :

1 — cicluri cu abur saturat ; *2* — cicluri cu supraîncălzire simplă ; *3* — cicluri cu supraîncălzire intermediară.

Scanned with OKEN Scanner

la valoarea minimă impusă de indicii de calitate ai apei și în al doilea rînd asupra eliminării pierderilor de apă în circuit.

În situațiile de funcționare la sarcină parțială sau cu cazane racordate la bare de alimentare colectoare, numărul de pompe de alimentare în funcțiune trebuie să fie astfel ales, încît să se evite recircularea debitului de apă.

Ridicarea de presiune în pompă este constituită de suma diferențelor de presiune

$$\Delta p_{al} = (p_1 - p_d) + \Delta p_g + \Delta p_{pip} + \Delta p_r + \Delta p_{cd} + \Delta p_h \quad [\text{N/m}^2], \qquad (2.8)$$

în care: p_1 este presiunea la ieșirea aburului din supraîncălzitor;
p_d — presiunea din rezervorul de alimentare;
Δp_g — căderea totală de presiune în cazanul de abur;
Δp_{pip} — căderea de presiune în preîncălzitoarele de înaltă presiune;
Δp_r — căderea de presiune în regulatorul de alimentare;
Δp_{cd} — căderea de presiune pe traseul de conducte între rezervorul de alimentare și intrarea în cazan;
Δp_h — diferența de presiune corespunzătoare ridicării nivelului oglindei apei.

Căderile de presiune Δp_g și Δp_{pip} sînt determinate prin construcția utilajelor.

Intensificarea schimbului de căldură, realizată în principal prin mărirea vitezei de circulație și folosirea la presiuni înalte de țevi cu diametrul interior redus, sporesc căderea de presiune în cazan și în schimbătoarele de căldură. Economia realizată prin intensificarea schimbului de căldură prevalează asupra consumului suplimentar de energie pentru pompare. La cazanele cu circulație forțată unică, tip Benson, rezistența interioară $\Delta p_g = (0{,}15 \ldots 0{,}25)p_1$, în timp ce la cazanele cu circulație naturală, rezistența însumată a economizorului și a supraîncălzitorului are valori cuprinse între $\Delta p = (0{,}10 \ldots 0{,}15)p_1$.

În privința preîncălzitoarelor de înaltă presiune, care prin construcție au rezistențe pe o treaptă de $1{,}8—3 \cdot 10^4$ N/m² și ating la unitățile cele mai mari pînă la $4{,}5 \cdot 10^4$ N/m², rezistența poate crește în exploatare în următoarele situații:

— dacă un număr important de țevi a fost scos din funcțiune ca urmare a spargerilor;

— datorită depunerilor în interiorul țevilor;

— dacă sînt realizate două linii de aparate în paralel și se funcționează cu o singură linie, cu viteza apei în țevi dublă față de cea nominală.

Pierderea de presiune prin laminare în organele de reglaj poate atinge

$$\Delta p_r = (0{,}05 \ldots 0{,}1)p_1 \ [\text{N/m}^2]. \qquad (2.9)$$

În exploatare există posibilitatea de a reduce consumul de energie al pompelor de alimentare, prin adaptarea caracteristicii lor la ridicarea de pre-

Scanned with OKEN Scanner

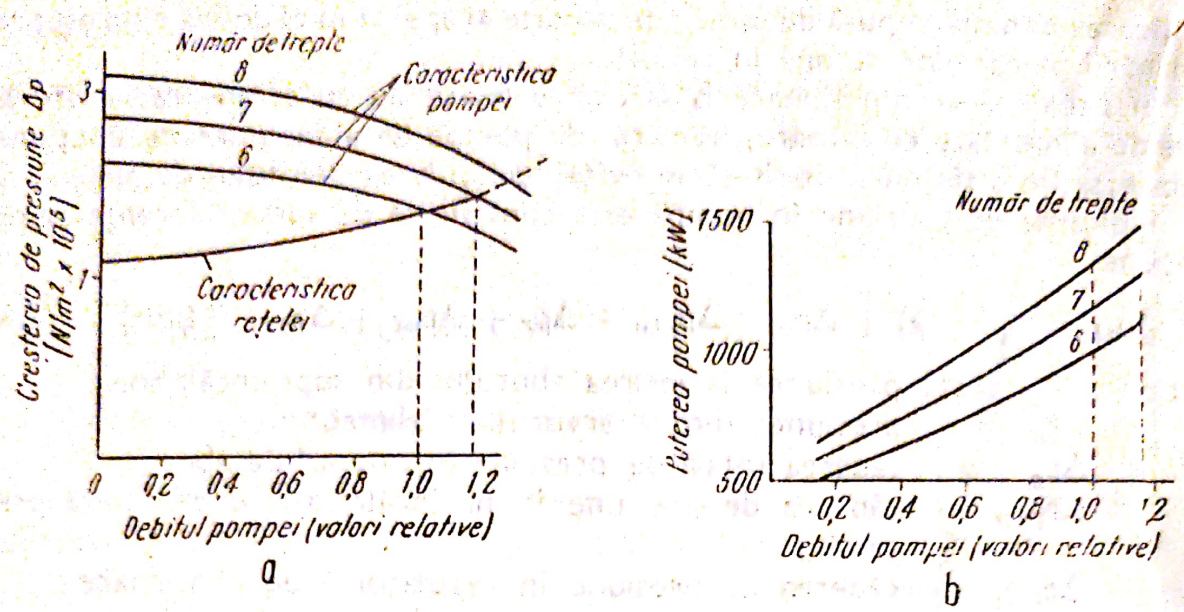


Fig. 2.11. Caracteristica unei pompe de alimentare în funcție de numărul de trepte: *a* — caracteristica presiune-debit ; *b* — punerea pompei în funcție de debit.

siune cerută la debitul de lucru al cazanului și funcționarea cu ventilul de reglare în poziție cît mai apropiată de cea deschisă. În acest scop este ca posibil :

— Să se anuleze una din treptele de presiune ale pompei, adaptînd în mod corespunzător piese de distanță pe rotor și pe stator. Soluția se poate aplica atunci cînd se constată că pompele de alimentare existente au o rezervă de presiune însemnată, impunînd în funcționare normală o reducere a presiunii în regulatorul de alimentare corespunzătoare presiunii pe o treaptă și totodată dacă în mod sistematic, datorită supradimensionării pompei, se funcționează cu debite de apă recirculate. În fig. 2.11 este arătată comparativ caracteristica unei pompe de alimentare în funcție de numărul de trepte și reducerea posibilă a unei trepte.

— Să se modifice sau să se regleze corespunzător turația pompei de alimentare, dacă un asemenea reglaj este posibil, astfel ca regulatorul de alimentare să lucreze cu o cădere de presiune minimă, corespunzător funcției reglajului de debit cerut de cazan.

O asemenea măsură de exploatare poate economisi în medie pînă la 5% din consumul de energie al pompei de alimentare și este expusă la pct. 2.1.4.3.

2.1.4.2. *Influența construcției pompelor de alimentare*

Consumul de energie al pompelor de alimentare este direct influențat dea randamentul acestora.

La pompele de alimentare multietajate, axul subțire și relativ lung este prevăzut cu labirinți intermediari între trepte. Acești labirinți ating axul și

Scanned with OKEN Scanner

lucrează practic ca lagăre unse cu apă. Ele influențează lungimea liberă de vibrație și frecvența proprie a rotorului. Ungerea fiind însă redusă, labirinții sînt expuși unei uzuri intense, ceea ce reduce randamentul pompei după o perioadă de funcționare, fiindcă introduce recirculări de lichid.

După această perioadă de funcționare, randamentul unei pompe cu multe trepte și arbore elastic poate fi inferior randamentului unei pompe cu un număr redus de trepte, avînd arbore rigid și un randament nominal mai scăzut.

Numărul de trepte i al unei pompe este dat de relația

$$i = H \frac{n_s^{\frac{4}{3}}}{n\, Q^{\frac{1}{2}}}, \tag{2.10}$$

în care : n_s este turația specifică ;
n — turația efectivă, în rot/min ;
H — înălțimea totală de refulare, în m H_2O ;
Q — debitul volumetric, în m^3/s.

Reducerea numărului de trepte presupune ridicarea turației n și micșorarea turației specifice n_s. Reducerea lui n_s este însă limitată de creșterea diametrului și deci a vitezei periferice și de efectul negativ asupra randamentului. Randamentul unei mașini hidraulice variază direct cu n_s. Mărirea turației, pentru un diametru dat, este limitată de viteza periferică care nu depășește în mod uzual 120 m/s și atinge la unele construcții 160 m/s. Astfel, la pompele de alimentare moderne, înălțimea de refulare maximă pe o treaptă este de 500—700 m H_2O.

Ca efect secundar al măririi turației, apare mărirea presiunii dinamice la aspirație* (H_{nac}) și deci necesitatea de a monta o pompă înaintașă de prealimentare, construită cu turație redusă și cu o singură treaptă. În cazul antrenării cu motor electric pompa înaintașă de prealimentare beneficiază de cuplarea directă a arborilor și deci de un randament al transmisiei egal cu unitatea.

Condiția pentru funcționarea pompelor fără atingere între labirint și ax este de a avea un joc la labirinți Δ superior săgeții arborelui :

$$\Delta > y_{st} + y_{din} \quad [\text{cm}], \tag{2.11}$$

în care y_{st} este săgeata statică și y_{din} — săgeata dinamică.

$$y_{st} = \alpha \frac{l^4}{d_a^2} \quad [\text{cm}], \tag{2.12}$$

* Cunoscută în tehnică cu indicativul internațional NPSH.

Scanned with OKEN Scanner

în care : l este distanța între lagăre, în cm ;
d_a — diametrul axului, în cm ;
α — coeficient de similitudine, în cm^{-1},

$$\alpha = (2{,}8 \ldots 3{,}2) \cdot 10^{-9}; \tag{2.13}$$

$$y_{din} = e \frac{1}{\frac{n_k}{n} - 1} \quad [cm], \tag{2.14}$$

în care : e este excentricitatea centrului de greutate a rotorului în raport cu axul de rotație, în cm ;
n_k — turația critică a arborelui.

În mod normal $\Delta = 0{,}25 \ldots 0{,}4$ mm.

Mărirea lungimii arborelui, pentru același diametru, mărește săgeata statică după cum urmează :

raportul lungimilor	l	1,2	1,4	1,5	1,8	2
raportul săgeților	y_{st}	2	4	5	10	16

Turația critică a arborelui unei pompe de alimentare este

$$n_k = 300 \cdot y_{st}^{-\frac{1}{2}}. \tag{2.15}$$

După [2.7], la o pompă multietajată de turație ridicată, valoarea lui n_k nu trebuie să depășească 2 400—2 650 rot/min.

În final, valoarea nominală a jocului între labirinți, care influențează în mod esențial randamentul are valoarea :

$$\Delta_{min} = y_{st} + y_{din} + 0{,}01 \quad [cm]. \tag{2.16}$$

La o pompă cu arbore elastic și cu labirinți cu joc redus, care au inițial rolul de puncte de sprijin, săgeata statică este inițial redusă iar turația critică poate fi superioară turației de funcționare n. Treptat, cu trecerea timpului de funcționare, turația critică se reduce și mersul pompei poate fi însoțit de vibrații.

Aceasta impune la majoritatea pompelor de alimentare convenționale un timp mediu de funcționare între reparații de circa 8 000 h. La pompele de construcție rigidă, cu arbore scurt, durata funcționării între două reparații, fără vibrații și reducere de randament poate atinge 40 000—50 000 h. Aceasta depinde evident și de alți factori constructivi ca : materialele folosite, tehnologia, concepția constructivă, dar are consecințe deosebite asupra consumului

Scanned with OKEN Scanner

mediu pe perioade lungi, asupra concepției privind siguranța și nivelul rezervelor și în final asupra disponibilității grupului.

În exploatare, valoarea vibrațiilor arborelui constituie indiciul pentru necesitatea opririi pentru reparație, din motive de siguranță, dar este și un indiciu de reducere al randamentului.

Centrarea cît mai corectă a arborelui și echilibrarea lui la reparație constituie o cale eficientă de reducere a săgeții dinamice, permite micșorarea jocurilor la labirinți și deci mărirea randamentului și a debitului maxim efectiv.

2.1.4.3. *Antrenarea și reglajul pompelor de alimentare*

Numărul și debitul pompelor de alimentare este determinat pentru toate cazanele cu abur funcționînd pe teritoriul țării noastre de : Normele Inspectoratului de Stat pentru Cazane și Instalații de Ridicat (I.S.C.I.R.) și regulamentul de exploatare tehnică al centralelor electrice al Ministerului Energiei Electrice [2.8].

Aceste normative fixează rezerva numerică și rezerva în privința sursei de energie, pentru a realiza siguranța necesară funcției de alimentare cu apă a cazanelor.

Principiile determinării numărului și felului rezervelor sînt următoarele :

— Asigurarea unei rezerve numerice să facă posibilă funcționarea cazanelor de abur la debitul cerut de consumatori sau de sala turbinelor, dacă una din pompe este ieșită din funcțiune. Rezerva numerică este considerată pe ansamblul sălii cazanelor la centralele termice și termoelectrice la care alimentarea cu apă este efectuată cu ajutorul unor conducte colectoare.

— Asigurarea unei duble surse de alimentare pentru a avea siguranța în alimentare cerută. La centralele termice și la centralele termoelectrice cu unități cu puteri unitare sub 200 MW este generalizată în practică antrenarea electrică a pompelor.

În asemenea situații, normele impun antrenarea cu abur a pompelor de rezervă, în cazul cînd legătura între instalații și sistemul energetic se face la o singură tensiune, dar se admite lipsa acestuia, dacă legătura se asigură pe două sau mai multe tensiuni.

Determinarea sistemului cel mai avantajos de antrenare a unei pompe de alimentare depinde de puterea necesară. Pentru toate pompele cu puteri sub 1,5—2 MW este avantajoasă sub aspectul consumului de energie și din punct de vedere economic, antrenarea cu motor electric. Deși au fost încercate și motoare electrice asincrone cu turație reglabilă (la blocurile de 250 MW din Franța), s-a generalizat întrebuințarea motoarelor asincrone cu rotorul în scurtcircuit, adică adoptînd un sistem de antrenare cu turația constantă.

Antrenarea pompelor de alimentare cu mașini cu abur cu piston, folosind pompe cu piston cu mișcare alternativă, trebuie considerată în prezent ca o

Scanned with OKEN Scanner

soluție perimată și nerentabilă. Mașinile cu abur au un consum mare de abur, care în general este eșapat în atmosferă și au un randament scăzut. Această soluție se poate menține numai ca mod de alimentare de rezervă, la micile cazane de abur industriale, cu presiuni coborîte pînă la 10—16 bar.

Mașina rațională pentru antrenarea pompelor de alimentare mari, folosind ca sursă de energie aburul este turbina. Această soluție permite o variație practic fără pierderi a turației pompei și deci modificarea caracteristicii după necesități.

Se pot adopta următoarele scheme de racordare a turbinelor de antrenare a pompelor de alimentare :

a. Turbină cu contrapresiune racordată la presiunea cazanului sau la ieșirea din corpul de înaltă presiune al turbinei principale, cu eșapare în atmosferă sau cu livrarea aburului la presiunea unei prize pentru preîncălzirea apei de alimentare sau pentru livrare către consumatori externi.

b. Turbină cu contrapresiune lucrînd între două prize nereglabile ale turbinei principale, în domeniul după supraîncălzirea intermediară ;

c. Turbină de condensație cu abur de presiune mijlocie sau redusă, preluat de la prizele turbinei principale, după supraîncălzirea intermediară.

Din punct de vedere al economiei de combustibil și al siguranței, soluția c este cea mai rațională. Ea permite o independență a funcționării turbopompei, dacă turbina are condensator separat, folosește o turbină cu mare siguranță în exploatare, este judicioasă ca reglaj și permite eventual să fie alimentată cu abur de la o sursă exterioară (cazan de pornire).

Sistemele de antrenare ale pompelor de alimentare și domeniile de folosire sînt arătate în tabelul sinoptic 2.5, iar posibilitățile de racordare ale turbinei de antrenare în circuitul termic sînt arătate în fig. 2.13, *a* [2.9].

În cazul turbopompei care preia debitul de abur D_{TP} de la turbina principală, se realizează o micșorare a puterii generatorului electric cu

$$\Delta P_T = h_{aj} \cdot \eta_{ij} \cdot \eta_m \cdot \eta_g \cdot D_{TP} \quad [\text{kW}], \tag{2.17}$$

în care : h_{aj} este căderea adiabatică, în partea de turbină nestrăbătută de debitul D_{TP}, în kJ/kg ;

η_m și η_g — randamentele mecanic și electric ale grupului ;

η_{ij} — randamentul intern al părții ocolite a turbinei.

Debitul D_{TP} depinde de puterea pompei de alimentare P_p, de căderea adiabatică în turbină, de antrenare a pompei h_{aTP} și de randamentele intern și mecanic ale turbinei, η_{iTP} și η_{mTP}.

În aceste condiții

$$D_{TP} = \frac{P_p}{h_{aTP} \cdot \eta_{iTP} \cdot \eta_{mTP}} = \frac{D_{al} \cdot \Delta p_{al}}{10^3 \cdot \rho \cdot \eta_p \cdot h_{aTP} \cdot \eta_{iTP} \cdot \eta_{mTP}} \quad [\text{kg/s}]. \tag{2.18}$$

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.5

Antrenarea pompelor de alimentare ale cazanelor de abur

Pompe principale		Pompe de presiune şi de rezervă	Domeniul de folosire, puteri
Antrenare electrică, la turaţie constantă		Antrenare cu turbină sau pompă cu maşină cu abur	Centrale termice, cazane cu presiune mijlocie Centrale termoelectrice şi de termoficare, cu legătură cu sistemul energetic la o singură tensiune
Antrenare electrică	cu turaţie constantă, reglaj prin laminare	Antrenare electrică, similară cu pompa principală	CTE, unităţi de 50—200 MW CET, unităţi de 12—100 MW
	motor cu turaţie constantă, turaţia pompei variabile prin cuplă hidraulică		CTE, unităţi de 100—250 MW CET, unităţi de 50—150 MW
	motor cu turaţie variabilă		CET, unităţi de 150—250 MW
Antrenare cu turbină cu abur cu turaţie variabilă, de tipul cu contrapresiune sau condensaţie		Antrenare electrică	CTE, unităţi de 200—600 MW CET, unităţi >150 MW CNE, unităţi de 500—1 200 MW
		Antrenare cu turbină cu abur similară cu cea a pompei principale	CTE, unităţi de 400—1 300 MW
Antrenare de la axul turbinei principale		Antrenare electrică sau cu turbină cu abur independentă	CTE, unităţi 250—600 MW

Scanned with OKEN Scanner

Datorită prelevării debitului D_{TP} din partea finală a turbinei principale, viteza reziduală la ieșirea din turbină se reduce de la valoarea w_{ee} la w_{eT},

$$\frac{w_{eT}}{w_{ee}} = \frac{D_c - D_{TP}}{D_c} = \frac{D_{al} - \beta D_{TP}}{D_{al}}, \tag{2.19}$$

în care : D_c este debitul la condensator, în cazul grupului funcționînd cu electropompa ;

β — raportul dintre debitul de apă de alimentare a cazanului și de condensat al turbinei principale $\beta = \frac{D_{al}}{D_c}$.

Ținînd seama după [1.1] de pierderile reziduale, arătate în fig. 1.6, apare că prin reducerea vitezei la ieșirea din ultima treaptă a turbinei are loc și o reducere a energiei cinetice reziduale. Deoarece se poate considera o variație linear crescătoare a pierderilor conform fig. 1.6, acestea se pot evalua prin relația

$$\Delta i_e = 3{,}637\,(1 - 0{,}01\ y)(1 - 0{,}006\ 5\,y)(0{,}103\ w_e - 16{,}4) \quad [\text{kJ/kg}], \tag{2.20}$$

în care : y este umiditatea finală a aburului, în procente ;

w_e — viteza reziduală, în m/s.

În cazul funcționării cu un debit micșorat la condensator se obține o recuperare de putere ΔP_K, corespunzătoare destinderii debitului $(D_c - D_{TP})$, cu o cădere reală suplimentară $\Delta h = i_{ee} - i_{eT}$. Aplicînd expresiile de mai sus, se obține :

$$\Delta h = 3{,}75\,(1 - 0{,}01y)(\ 1 - 0{,}0065)\,\frac{D_c - T_{TP}}{D_c} W_e \quad [\text{kJ/kg}], \tag{2.21}$$

deci :

$$\Delta P_K = (D_c - D_{TP})\Delta h \cdot \eta_m \cdot \eta_g = 3{,}75\,(1 - 0{,}01\ y)(1 - 0{,}0065) \cdot \frac{(D_c - D_{TP})^2}{D_c} W_e \cdot \eta_m \cdot \eta_g \quad [\text{kW}]. \tag{2.22}$$

În final, diferența U între puterile nete ale soluției de antrenare a pompei de alimentare cu motor electric și cu turbină este

$$U = \Delta P_T - \Delta P_K - \Delta P_e \quad [\text{kW}]. \tag{2.23}$$

Dacă diferența U este pozitivă, antrenarea electrică duce la o economie de combustibil ; dacă ea este negativă, antrenarea cu turbină este mai avantajoasă,

$$U = \frac{D_{al}\,\Delta p_{al}}{10^3 \cdot \rho \cdot \eta_p}\left[\frac{\eta_{tj} \cdot \eta_m \cdot \eta_k \cdot h_{aj}}{\eta_{iTP} \cdot \eta_{mTP} \cdot \eta_{aTP}} - \frac{1}{\eta_k \cdot \eta_{me} \cdot \eta_{tr}}\right] - 3{,}75\,(1 - 0{,}01\ y)(1 - 0{,}0065\ y)\,\frac{(D_{al} - D_{TP})^2}{D_{al}}\,\beta W_e \eta_m \eta_g \quad [\text{kW}]. \tag{2.24}$$

Scanned with OKEN Scanner

Cu creșterea puterii grupului, avantajul se deplasează spre varianta cu antrenarea prin turbină, deoarece :

— la debite mari valoarea raportului supraunitar $\frac{\eta_{tj}}{\eta_{tTP}}$ scade, apropiindu-se de unitate ;

— la grupurile de mare putere, viteza reziduală W_e este mai mare.

Din motive de stabilitate curba caracteristică a pompelor de alimentare trebuie să fie căzătoare pe tot domeniul de variație a debitelor. Pentru a reduce presiunea de dimensionare a tuturor conductelor și aparatelor aflate pe partea de refulare a pompei de alimentare, panta caracteristicii trebuie să fie plată, presiunea p_0 de mers în gol a pompei fiind față de presiunea p_n la debitul nominal în raportul

$$\frac{p_0}{p_n} \leqslant 1{,}10 - 1{,}15. \qquad (2.25)$$

Avînd în vedere diferența între curba caracteristică a pompei și cea a rețelei, după cum rezultă din fig. 2.12, este necesar să se acționeze în unul din următoarele moduri pentru a asigura funcționarea cu debitul de apă de alimentare cerut de cazan :

— reglarea prin laminare, adică ridicarea caracteristicii rețelei prin rezistența suplimentară din ventilul de reglaj la nivelul caracteristicii pompei ;

— reglarea prin variația turației, adică coborîrea caracteristicii pompei la nivelul de presiune impus de caracteristica rețelei.

Reglarea prin laminare atrage după sine un consum sporit de energie la sarcini parțiale. La un cazan cu presiunea de 137 bar (140 at), excesul de presiune pentru pompa de alimentare la 50 % din sarcină, necesar a fi redus prin laminare, poate reprezenta 300—350 m H_2O, adică peste 20 % din presiunea de alimentare necesară, majorînd proporțional consumul de putere și energie față de un reglaj fără pierderi. Reglarea prin laminare este totuși singura soluție aplicabilă pentru cazanele de capacitate și presiune redusă și mijlocie din centralele termice, ținînd seama de simplitatea sistemului și ușurința de manevrare.

Variația turației pompei, în cazul antrenării cu motor electric de turație constantă, se realizează prin cuple hidraulice sau magnetice. Cele mai folosite sînt cuplele hidraulice, deoarece :

— pot fi construite ca un element sigur, care nu influențează negativ fiabilitatea ansamblului ;

— se fabrică în mod curent în gama de puteri 1 000—4 000 kW, curent necesare în practică ;

— permit evacuarea simplă, în circuitul de apă de răcire, a puterii termice corespunzătoare pierderilor de energie dim pompă ;

— asigură un reglaj continuu și precis, într-un domeniu de turație suficient de larg, de obicei între 70 % și 96 %.

Scanned with OKEN Scanner

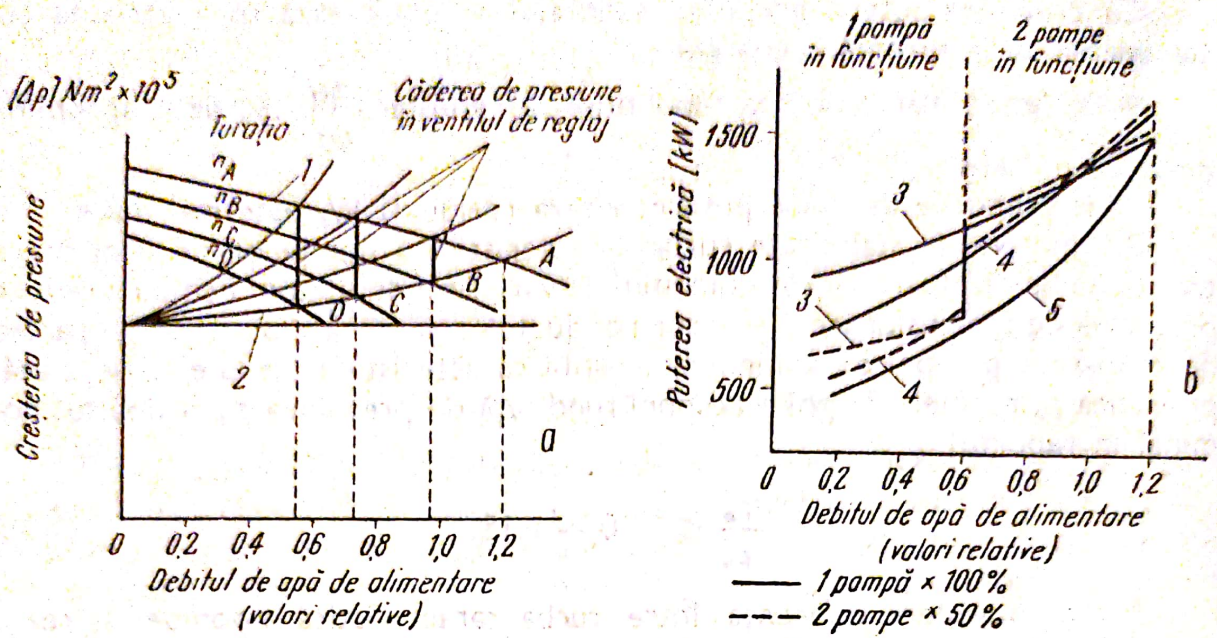


Fig. 2.12. Caracteristica de reglaj la pompele de alimentare :
a — reglaj prin turație și reglaj prin laminare ; *1* — caracteristica pompei ; *2* — caracteristica rețelei ; *b* — puterea consumată de pompă.

La debite foarte scăzute trebuie să se suprapună și reglajul prin laminare și recircularea debitului de apă pompat.

Randamentul maxim al cuplelor hidraulice este de 0,95—0,96, corespunzător unei alunecări minime de 3—4%. Aceasta mărește puterea consumată în zona debitelor nominale față de cazul antrenării directe. Randamentul cuplei este invers proporțional cu alunecarea, astfel că la sarcini parțiale și acest sistem de reglaj introduce pierderi.

Debitul minim de lucru al unei pompe de alimentare, dictat de condiții hidraulice și de încălzire este de 30—40% din debitul nominal. Așadar la funcționarea cu sarcini parțiale, cu un sistem de mai multe pompe în paralel este indicat, din punct de vedere al economiei de energie :

— Să se oprească succesiv pompele, pînă la numărul minim necesar funcționării sigure a instalației. La pompe de alimentare de bună calitate și în cazul existenței unui sistem sigur de anclanșare a rezervei apare posibilitatea de a se funcționa și cu o singură pompă. În țara noastră funcționarea cu o singură pompă are loc la blocul de 100 MW de la extinderea centralei termoelectrice Fîntînele. În mod sistematic, la blocurile mari din S.U.A., se funcționează cu o singură pompă de alimentare, dimensionată pentru debitul de 100% din valoarea maximă.

— Întrebuințarea cuplei hidraulice la cel puțin una din pompe care funcționează în regim variabil.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.6

Antrenarea și reglarea pompelor de alimentare

Felul instalației	Regimul de lucru	Reglajul recomandat
Centrala termică, cazane de presiune mijlocie cu rezervă mare de apă	Variabil, după cererile consumatorilor de căldură	Electropompă cu turație constantă Reglaj prin laminare
Centrale de termoficare cu număr mare de cazane, presiune mijlocie și mare	Variabil, după cererile consumatorilor de căldură	Electropompă cu turație constantă, reglaj prin numărul de unități în funcțiune și prin laminare. Eventual o pompă reglantă, cu turația variabilă
Centrale de termoficare cu unități de mare capacitate, presiune $\geqslant$ 137 bar, număr limitat de cazane	Variabil, după cererile consumatorilor de căldură și ale sistemului energetic	Reglaj prin variația turației la electropompe sau turbopompe
Blocuri cu condensație de mare putere, presiune $\geqslant$ 137 bar	Bază sau Variabil, după cerințele sistemului	Reglaj prin variația turației la electropompe sau turbopompe
Blocuri cu condensație de putere foarte mare, în centralele nuclearo electrice, cu abur saturat	Regim constant, cu debit nominal	Turația constantă, reglaj prin laminare

Scanned with OKEN Scanner

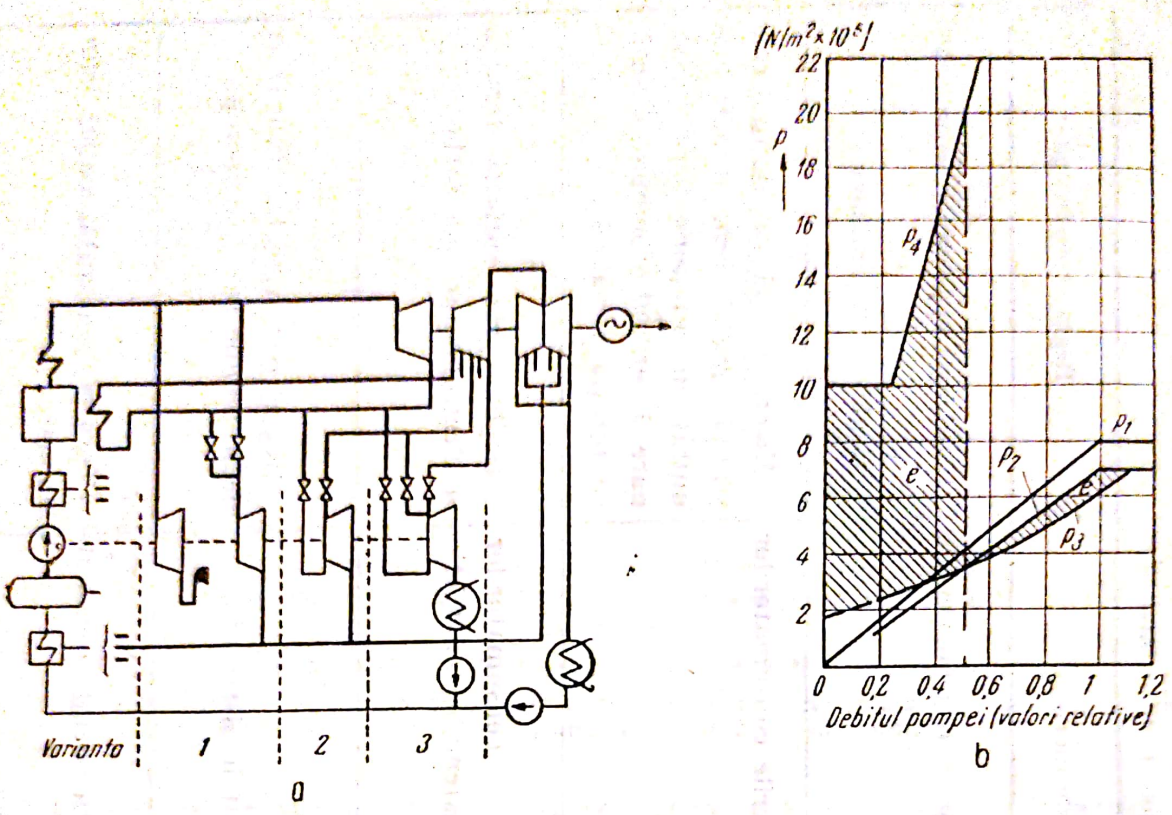


Fig. 2.13. Turbine de antrenare pentru pompe de alimentare și funcționarea lor : *a* — scheme de racordare a turbinei în circuitul termic : *1* — la presiunea cazanului ; *2* — între două presiuni de priză ; *3* — cu condensație ; *b* — presiunea necesară la admisia turbinei de antrenare și presiunile la prizele turbinei principale.

Efectul cuplelor hidraulice este maxim la instalațiile care funcționează cu debite variabile de abur, cum sînt unitățile acoperind zona de semibază și de vîrf a curbei de sarcină, precum și la centralele de termoficare.

Dimensionarea rațională a pompelor de alimentare și a modului lor de antrenare și reglaj reprezintă una din căile cele mai eficiente de reducere a consumului de energie a serviciilor interne ale centralelor termoelectrice.

În tabelul 2.6 este arătat modul de antrenare și reglare a pompelor de alimentare care dau în exploatare efectele cele mai bune. În fig. 2.13, *a* sînt prezentate schemele de racordare ale turbinelor de antrenare în circuitul termic.

Reglajul corespunzător al admisiei aburului în turbinele cu abur pentru antrenarea pompelor de alimentare poate aduce de asemenea unele economii suplimentare în consumul de energie al serviciilor interne. Acest reglaj este efectuat în mod obișnuit cu ventile de reglaj, pe grupe de ajutaje, similar reglajului de la turbina principală.

Presiunea de admisie la turbină este însă proporțională cu debitul de abur al turbinei principale. La încărcări parțiale, odată cu micșorarea debitului de apă livrat de pompă, se reduce și căderea de căldură în turbina de antrenare.

Scanned with OKEN Scanner

Din acest motiv, apare rațional, sub aspectul simplificării construcției și a reducerii consumului de energie, ca turbina de antrenare să se realizeze fără roată de reglaj, cu presiune de admisie variabilă și cu reglaj prin laminare.

Presiunea p_3 necesară înaintea turbinei de antrenare (fig. 2.13, *b*) nu variază liniar cu încărcarea turbinei principale, dat fiind nelinearitatea cererii de putere a pompei de alimentare. După cum se arată în fig. 2.13, *b*, presiunea efectivă a prizei turbinei este p_1 iar presiunea de la intrarea în turbina de antrenare este p_2, diferența $p_1 - p_2$ reprezentînd pierderea de presiune pe conductele de legătură.

În această situație, în tot domeniul sarcinilor, mai apare o laminare corespunzătoare zonei hașurate e. Influența acestei laminări, de altfel redusă, este compensată de dispariția roții de reglaj cu randament scăzut. Influența asupra randamentului întregului bloc este de numai 0,02—0,04%. În schimb se obține o turbină de antrenare mai simplă și mai robustă.

În punctul de încărcare *b* din fig. 2.13, *b* presiunea necesară *p* este egală cu cea disponibilă iar sub această încărcare, este necesară comutarea alimentării la o altă sursă, cu presiune mai ridicată, prin intermediul unei stații de reducere-răcire, folosind abur viu sau abur spre supraîncălzirea intermediară.

Prin comutarea alimentării de la presiunea prizei la presiunea cazanului, se înrăutățește randamentul circuitului termic cu 1,5%, la ciclurile cu presiune ridicată, la ciclurile de presiune medie.

La ciclurile cu supraîncălzire intermediară, comutarea prizei la presiunea acestei supraîncălziri înrăutățește randamentul cu 0,7%.

La sarcini foarte mici, presiunea de supraîncălzire intermediară este menținută la o valoare care depășește în orice caz presiunea necesară turbopompei, prin acțiunea armăturilor de la intrarea în corpul de medie presiune al turbinei principale. Alimentarea acesteia este deci permanent asigurată. Presiunea de comutare, respectiv încărcarea aferentă punctului *b*, depinde de rezerva de debit în dimensionarea pompei de alimentare, după cum se arată în fig. 2.13, *b*. La pompe supradimensionate, încărcarea la care are loc comutarea se micșorează, dar laminarea aburului la intrarea în turbina de antrenare se mărește, cu efect negativ asupra consumului specific.

Există și uzanța de a construi turbina de antrenare cu un sector de ajutaje special, folosind abur de înaltă presiune neredus. Prin aceasta se obține o ameliorare a consumului specific la sarcini foarte reduse, însă rezultă o complicație constructivă și o scumpire a soluției. O asemenea soluție tehnică este aplicată la blocurile de 314 MW și 330 MW de la noi din țară. Pentru grupuri funcționînd în regim de bază, cu număr redus de porniri-opriri, economia de combustibil nu justifică sporul de cost al soluției.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.5. Reducerea și recuperarea pierderilor de fluid și a celor de căldură

2.1.5.1. *Legături ajutătoare, drenaje, goliri*

Pentru a recupera maximul din pierderile de apă și abur, reducînd astfel necesarul de apă de adaos și pierderile de căldură la funcționarea normală, cum și la pornirea și oprirea grupurilor, sînt necesare o serie de conducte de legătură ajutătoare.

Principalele legături necesare asigurării circulației de abur în cazan la pornire și oprire sînt de reducere-răcire ocolitoare. Dimensionarea acestora trebuie să țină seama de debitul maxim de abur care poate fi produs de cazan în momentul următor declanșării turbinei de la plină sarcină, la cazanele cu inerție termică mare, capacitatea de trecere a acestor legături poate fi chiar debitul maxim al turbinei.

În cazul instalațiilor cu mai multe unități de cazane funcționînd în paralel, pentru limitarea pierderilor de apă la pornire și pentru recuperarea parțială a căldurii la temperaturi coborîte și mijlocii, este important să existe o conductă de abur de pornire, la care se racordează toate cazanele, trimițînd aburul de la un expandor de pornire, combinat cu un condensator de pornire. Aburul de joasă presiune separat în expandor poate fi folosit pentru diverse scopuri de încălzire, recuperîndu-se integral căldura, iar cota de abur nefolosibilă și condensatul fierbinte trec în condensatorul funcționînd la temperaturi de condensare ce 70—80°C. În felul acesta se recuperează o cantitate de căldură de cca. 300 kJ/kg, adică aproximativ 12—15% din căldura aburului de pornire, la care se mai adaugă o economie, de 3%, echivalentul energiei pentru tratarea apei de adaos.

În toate instalațiile de cazane ale centralelor termice și termoelectrice este de dat atenție și sistemului de aerisire, golire și drenaj. Sistemul de golire și drenaj este necesar să fie organizat pe presiuni, folosind expandoare pentru recuperarea sub formă de abur a unei părți din căldura drenajelor. Buna funcționare a oalelor de condensat contribuie la minimazarea debitelor termice evacuate prin drenarea fluidelor dintr-o instalație energetică.

Purja necesară la cazan pentru menținerea nivelului salinității în circuit este una dintre cauzele importante de pierderi de căldură în instalațiile de cazane. Prezenta lucrare nu se extinde și asupra problemelor legate de chimismul apei și de rațională protecție împotriva coroziunii. În ceea ce privește reducerea pierderilor de căldură datorite purjelor și folosirea maximă a căldurii fluidului extras prin pruje apare indicat :

— să se destindă debitul de prujă în trepte, în două sau trei expandoare (la circuitele termice ale blocurilor cu presiune foarte ridicată). Aburul produs în expandor se folosește la nivelul de presiune cel mai apropiat ;

Scanned with OKEN Scanner

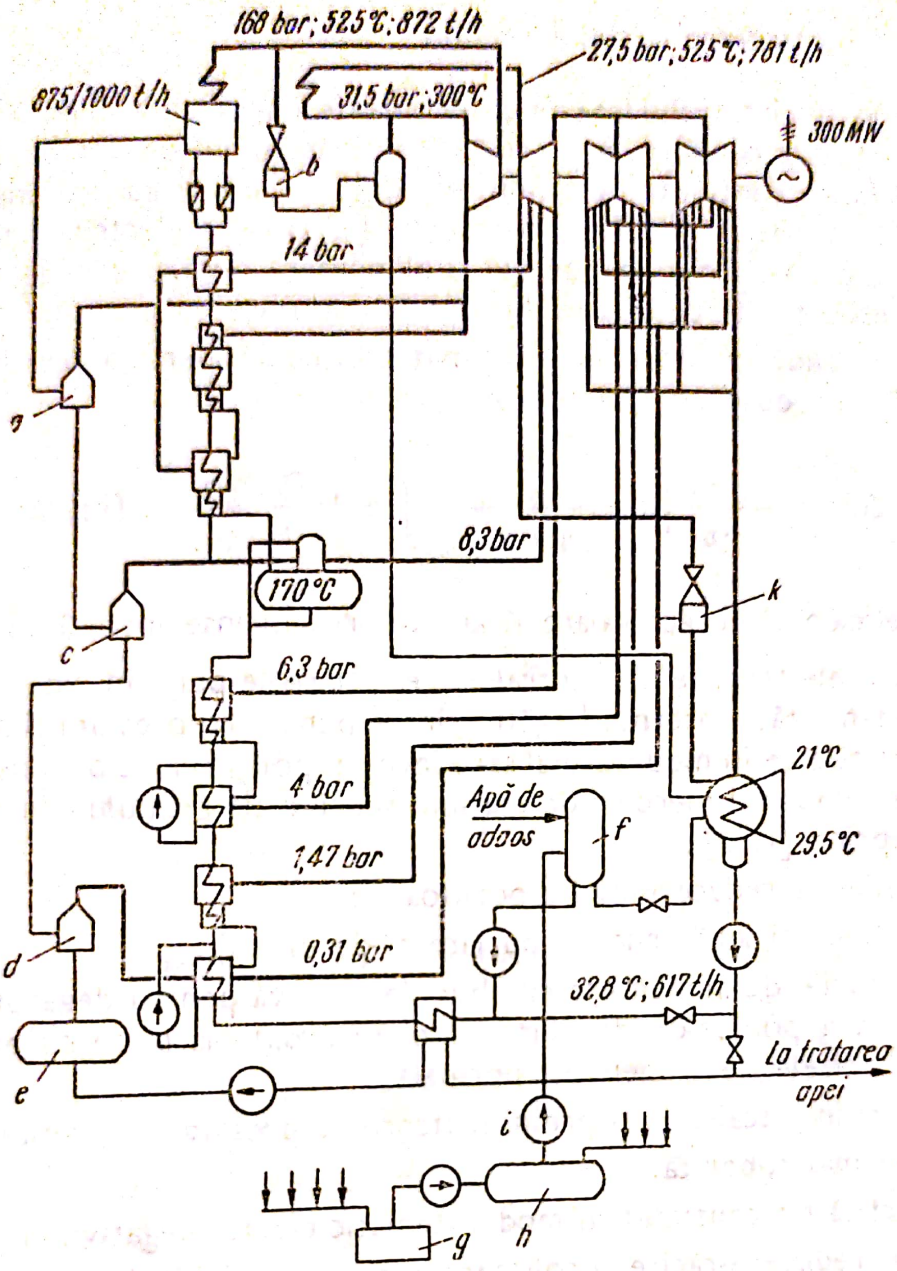


Fig. 2.14. Gospodăria drenajelor și a purjelor la un grup de 300 MW cu supraîncălzire intermediară :

a, *c*, *d* — trepte de expandoare de purjă și drenaj ; *b* — stație de reducere-răcire ocolitoare a corpului de înaltă presiune ; *e* — rezervor de condensat ; *f* — recuperator de căldură din condensatul purjelor ; *g* — rezervor de colectare a purjelor ; *h* — rezervor de colectare a punctelor joase ; *i* — pompă de puncte joase ; *k* — stație de reducere răcire ocolitoare a corpurilor de medie și joasă presiune.

— căldura fluidului purjat și expandat să fie cît mai complet recuperată în schimbătoare de căldură de suprafață, servind la preîncălzirea unor debite de apă rece, ca de exemplu apa de adaos sau condensatul principal.

În fig. 2.14 este reprezentată gospodăria drenajelor și a purjelor la un bloc de mare putere (300 MW) din R.F.G. [2.10].

Scanned with OKEN Scanner

2.1.5.2. *Etanșeitatea circuitului termic*

Etanșeitatea circuitului față de exterior este importantă, fiindcă o pierdere relativă de fluid x conduce la o creștere a consumului de combustibil corespunzător căldurii conținute de fluidul pierdut, la care se adaugă energia necesară pompării acestui fluid, precum și căldura și energia electrică necesare tratării apei de adaos. Cota de energie suplimentară pentru pierderea relativă de fluid x este notată cu y și căldura pentru tratare cu z.

Combustibilul suplimentar consumat pentru acoperirea pierderilor prin neetanșeități produse pe conductele de abur este :

$$\Delta B_n = \frac{D_n \cdot \tau_F}{H_i \cdot \eta_c}\left(x + \frac{y\,x}{\eta_{CTE}} + xz\right) \approx K\frac{D_n\,\tau_F\,x}{H_i \cdot \eta_c} \quad [\text{kg/an}], \qquad (2.26)$$

în care coeficientul de echivalare K are valori cuprinse între 1,05 și 1,10.

La circuitele termice ale centralelor electrice se pune în mod suplimentar problema etanșeității interne. Legături între puncte cu presiuni și nivele energetice diferite, care în mod normal stau închise, pot produce prin neetanșeitate pierderi de căldură și pierderi de consum specific ale grupului. În aceste categorii se cuprind [1.33] :

— stațiile de reducere-răcire ocolitoare :

— ventilele și legăturile de purjare și de drenaj ;

— legăturile de alimentare cu abur de rezervă pentru degazor și turbine de antrenare a pompelor de alimentare, racordate la prize cu presiuni mai mari decît prizele de alimentare normală ;

— goliri în cascadă de la preîncălzitoare de presiune mai ridicată, în altele cu presiune mai coborîtă.

În practică s-a constatat în mod sistematic efectul negativ al neetanșeității stațiilor de reducere-răcire, ocolitoare care, prin debitul lor instalat mare, pot avea și scurgeri importante de fluid datorită neetanșeității. În unele cazuri, diferențe neexplicabile de consum specific s-au ridicat la 0,115—0,175 kJ/kJ (100—150 kcal/kWh), adică pierderi de natură să anuleze în mare măsură efectul folosirii supraîncălzirii intermediare, care impune existența stațiilor de reducere-răcire ocolitoare.

Un procent din debitul nominal trecut datorită neetanșeității prin stația care ocolește corpul de înaltă presiune poate mări consumul specific cu 0,3—0,4%.

Un procent la stația care ocolește corpurile de medie și joasă presiune poate mări consumul specific cu 0,7%.

Scanned with OKEN Scanner

2.1.5.3. *Izolația termică*

Pierderile de căldură datorită suprafețelor calde neizolate ale conductelor, armăturilor și utilajelor au o pondere importantă, mai ales la unitățile de capacitate redusă din centralele termice, unde raportul dintre suprafața caldă totală și debitul de căldură este mai mare. Cota de pierderi se mărește la sarcini parțiale ale cazanelor. Pentru centralele termoelectrice cu unități de putere mare, pierderile relative de căldură, în funcție de încărcarea grupului, sînt arătate în fig. 2.15.

În prezenta lucrare izolația este analizată numai sub aspectul economiilor de căldură posibile și efectul lor tehnic și economic.

Cantitatea de combustibil B_c, consumată anual datorită pierderilor de căldură, este :

$$B_c = 3\,600\,\frac{(q_c^{med} K L_c + q_s \cdot S)\tau_F}{H_i \cdot \eta_c} \quad [\text{kg/an}] \qquad (2.27)$$

în care : q_c^{med} este pierderea de căldură medie prin conducte, în W/m,

$$q_c = \frac{\Delta t}{f(s)} ;$$

K — coeficient de corecție care ține seama de efectul pierderilor mai mari de căldură prin suspensii și suporți și prin armături și îmbinări ale conductei ; $K = 1{,}20 \ldots 1{,}25$ după cum conducta se află în încăperi închise sau în aer liber ;

L_c — lungimea conductelor, în m ;

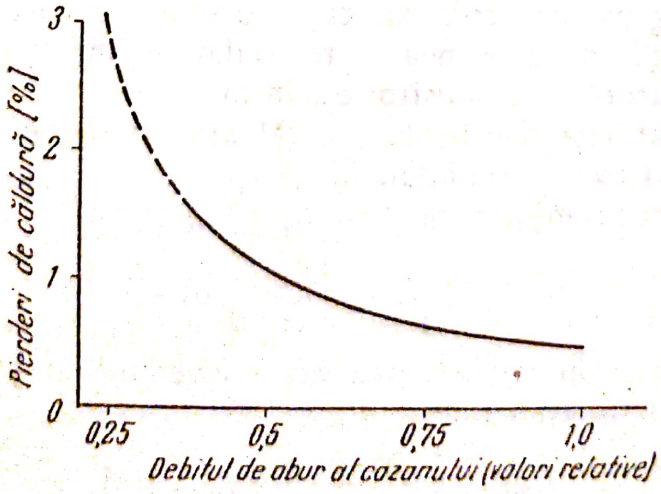


Fig. 2.15. Pierderile relative de căldură prin izolație, în funcție de încărcare.

Scanned with OKEN Scanner

q_s — pierderea de căldură prin suprafață ale aparatelor și utilajelor, în W/m², $q_s = \frac{\Delta t}{f(S)}$;

S — suprafața totală a aparatelor și utilajelor calde, în m²;

τ_F — durata anuală de funcționare, în h/an;

Δ_t — diferența de temperatură între fluidul cald și temperatura medie exterioară, în grd;

s — grosimea izolației, în m;

η_c — randamentul cazanului.

Combustibilul folosit pentru căldura livrată anual, B_n, se calculează din relația:

$$B_n = 3\,600\,\frac{Q_i \tau_u}{H_i \eta_c} \quad [\text{kg/an}], \tag{2.28}$$

în care: Q_i este debitul nominal de căldură, în W;

τ_u — durata anuală de utilizare a instalației, în h/an.

Ponderea medie anuală a pierderilor prin izolație se determină din relația:

$$\varepsilon_{iz} = \frac{B_c}{B_n} = \frac{q_c \cdot K \cdot L_c + q_s \cdot S}{Q_i} \cdot \frac{\tau_F}{\tau_u}. \tag{2.29}$$

Orice măsură de îmbunătățire a izolației, prin mărirea grosimii cu Δs, conduce la o creștere a cheltuielilor anuale C_{iz} cu investiția și întreținerea:

$$C_{iz} = a \cdot i_s (s_0 + s) \cdot S \quad [\text{lei/an}], \tag{2.30}$$

în care: a este un coeficient global, incluzînd cheltuielile fixe de amortizare și reparații a izolației. Ca valoare medie se poate lua $a = 0{,}20$;

i_s — costul specific al izolației, în lei/m³·an;

s_0 — grosimea izolației, care corespunde costului izolației nelegat de grosimea materialului izolant (schele, materiale de acoperire, vopsitorie), în m.

Cheltuielile datorite pierderilor de căldură sînt egale cu $C_B = c_B \cdot B_c$, în care c_B este costul combustibilului, în lei/kg.

Izolația este economică dacă $C = C_{iz} + C_B = \text{minim}$, adică:

$$\frac{\Delta C_{iz}}{\Delta s} - \frac{\Delta C_B}{\Delta s} = 0.$$

Dacă se consideră proporționalitatea între investiție și grosime, rezultă că grosimea optimă a izolației este:

$$s_{opt} = \left(\frac{\Delta t \cdot \tau_F \cdot C_B}{e \cdot a \cdot i_s \cdot H_i \cdot \eta_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad [\text{m}] \tag{2.31}$$

în care e este coeficientul de proporționalitate.

Scanned with OKEN Scanner

În cazul centralelor termoelectrice, o pierdere de căldură prin izolație reduce puterea utilă la borne P_B în funcție de pierderea de exergie cauzată iar aceasta este legată de temperatura fluidului care pierde căldura, t_F :

$$\Delta P_B = B \cdot H_i \cdot \eta_c \cdot \eta_{CTE}^{t_1} = Q_{iz} \cdot \eta_{CTE}^{t_F} \quad [kW], \tag{2.32}$$

în care : $\eta_{CTE}^{t_1}$ este randamentul centralei termoelectrice, cu ciclul funcționînd la temperatura inițială t_1 ;

$\eta_{CTE}^{t_F}$ — randamentul echivalent al instalației, care ar fi folosit căldura pierdută la nivelul temperaturii t_F.

În final, după [2.10], $B \cdot H_i = Q_{iz} \cdot f(t_F)$ și funcția $f(t_F)$ este raportul randamentelor Carnot la temperaturile absolute T_F și T_1, deci

$$f(t_F) = \frac{1 - \frac{T_K}{T_1}}{1 - \frac{T_K}{T_F}}, \tag{2.33}$$

în care T_K este temperatura absolută de condensare, în K.

În acest caz, grosimea economică a izolației se determină din relația

$$s_{opt} = \left[\frac{T \cdot f(t_F) \cdot \tau_F \cdot c_B}{e \cdot a \cdot i_s \cdot H_i \cdot \eta_c}\right]^{1/2} \quad [m]. \tag{2.34}$$

Grosimea izolației trebuie deci să crească în principal în funcție de durata de funcționare a instalației și de creșterea costului combustibilului.

Din punct de vedere pratic, pentru o rațională gospodărire a energiei primare, se impun următoarele măsuri, mai ales în instalațiile termice industriale :

— întărirea izolației conductelor și întreținerea ei continuă în bună stare ;

— completarea izolației cu elemente amovibile la flanșe, armături și puncte de măsură și verificarea că elementele amovibile sînt corect așezate ;

— completarea și extinderea izolației la toate rezervoarele și punctele calde ;

— verificarea că traseele conductelor trec prin zone pe cît posibil închise, realizîndu-se în timp de iarnă etanșeitatea ferestrelor și pereților din zona conductelor calde.

Scanned with OKEN Scanner

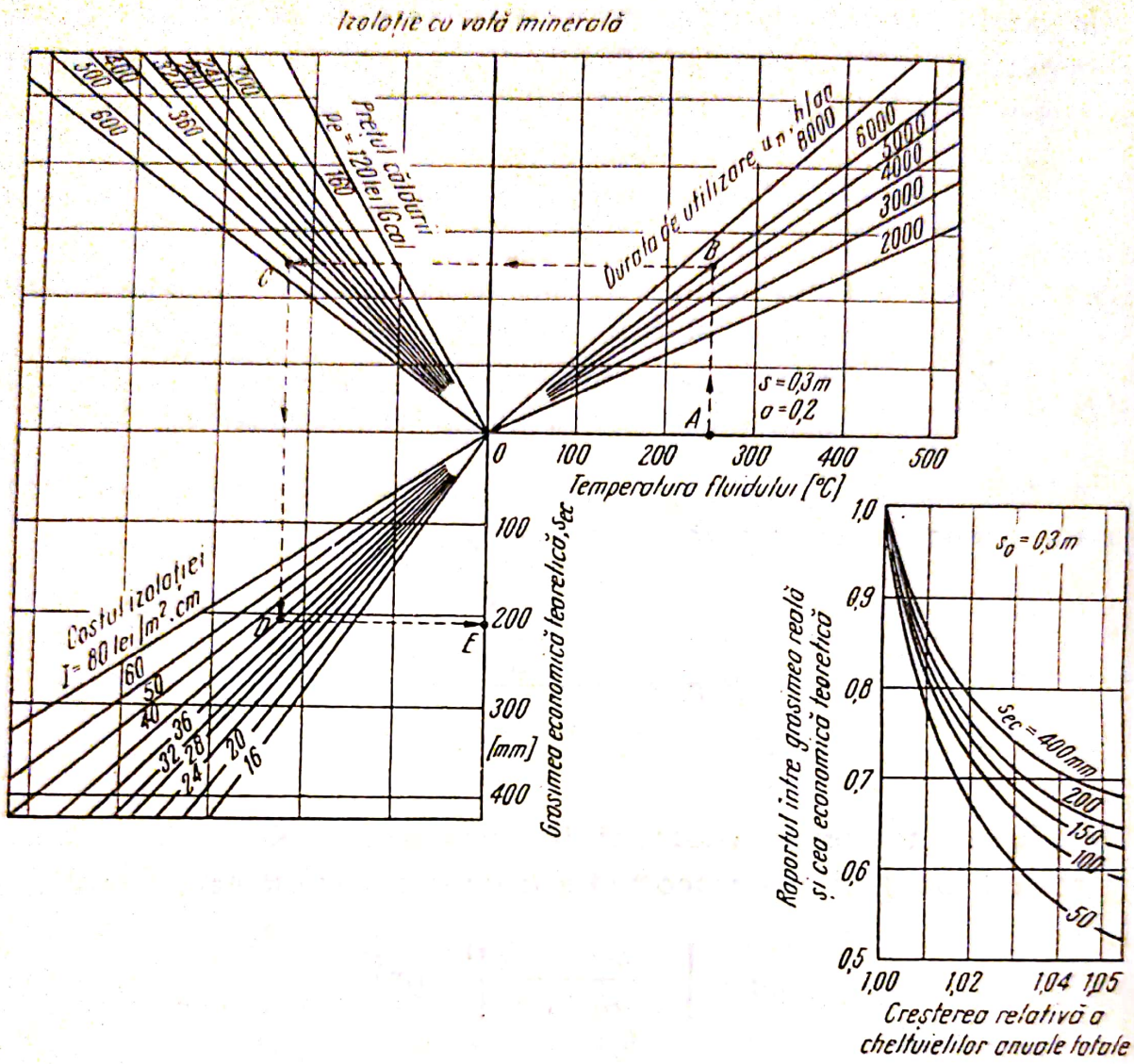


Fig. 2.16. Nomogramă pentru determinarea grosimii optime a izolațiilor pe suprafețe considerate plane, pentru $s_0 = 0,3$ m.

În fig. 2.16 este redată după [2.11] o nomogramă pentru determinarea grosimii optime a izolației suprafețelor considerate plane, pentru diverși parametri economici și diferite durate de funcționare.

De exemplu, cunoscînd temperatura fluidului 250°C (*A*), durata de utilizare a instalației de 6 000 h/an (*B*), și considerînd prețul căldurii 500 lei/Gcal, respectiv costul izolației 40 lei/m²·cm, rezultă o grosime economică teoretică de 210 mm (*E*).

În cazul cînd nu se aplică grosimea economică rezultă un spor de cheltuieli anuale. Legătura între acest spor și raportul dintre grosimea reală și cea teoretică este arătat în curbele de corecție din dreapta nomogramei.

Scanned with OKEN Scanner

2.2. Reducerea consumului de energie și raționalizări la instalațiile aferente sălii cazanelor și alimentării cu combustibil

2.2.1. Mori de cărbune, influența fineței de măcinare

În bilanțul de energie al cazanelor de abur folosind cărbune, ameliorarea randamentului arderii combustibilului în stare pulverizată aduce la unitățile mijlocii și mari avantaje care depășesc consumul suplimentar de energie necesar preparării prafului de cărbune. Aceste avantaje se întîlnesc la toate sorturile de cărbune, atît la cei superiori, cît și la cei inferiori, cum este cazul lignitului. Din această cauză, cazanele moderne cu debite de abur depășind 20 t/h folosesc arderea cărbunelui în stare pulverizată.

Avantajele energetice ale acestui sistem de ardere sînt următoarele :

— îmbunătățirea și omogenizarea amestecului de combustibil și aer de ardere, cu reducerea simțitoare a excesului de aer ;

— ameliorarea condițiilor de aprindere, la combustibilii cu volatile puține și a procesului de ardere la combustibilii cu balast mult. În final, durata arderii se reduce, controlul arderii este mai riguros, pierderile prin arderea incompletă chimică, și mecanică se micșorează ;

— mărirea încărcărilor termice ale focarului și a temperaturii din focar, cu reducerea dimensiunilor suprafețelor de schimb de căldură și a masei cazanului ;

— se reduce inerția termică a focarului și se accelerează răspunsul acestuia la acțiunea sistemului de reglaj, ceea ce menține parametrii aburului în limite mai strînse și micșorează pierderile de căldură la pornirea și oprirea cazanului ;

— se dă posibilitatea unei mecanizări și automatizări a întregului proces de alimentare cu combustibil și de evacuare a zgurei și cenușii, dar în același timp mărește conținutul de praf din gazele de ardere, care atinge pînă la 70—75% din cenușa inițială. Aceasta mărește eroziunea fascicolelor de schimb de căldură convective și emisiunea de cenușă zburătoare în mediul înconjurător și impune folosirea de filtre pentru reținerea cenușii din gazele de ardere. La sălile de cazane cu un debit de abur de peste 75 t/h, folosirea electrofiltrelor este obligatorie, pentru a se încadra în norma sanitară din țara noastră care prevede o limitare a depunerilor de cenușă la cel mult 200 g/m^2·an.

Pentru măcinarea cărbunelui, se folosesc diferite tipuri de mori, avînd caracteristicile principale arătate în tabelul 2.7. În funcție de tipul morii și de proprietățile de măcinare ale cărbunelui consumurile de energie ale morilor sînt foarte diferențiate.

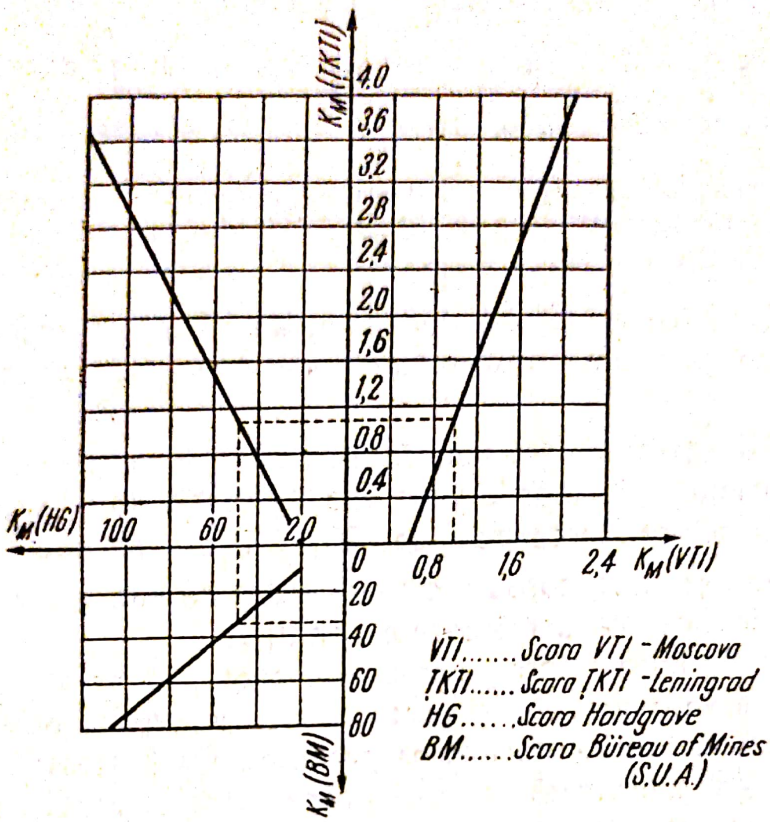
Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.7

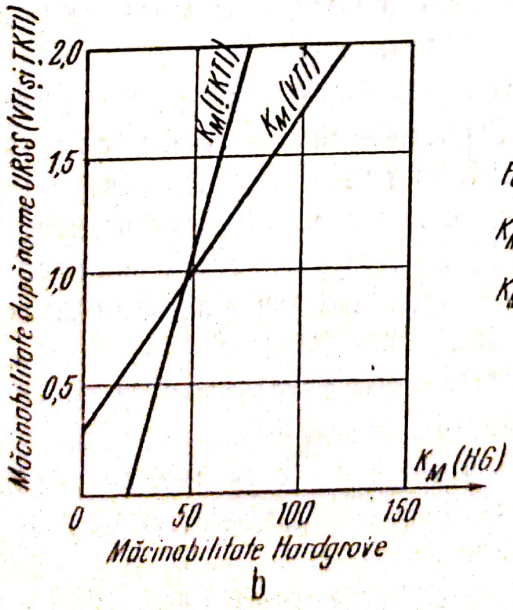
Caracteristicile tehnice ale morilor de cărbune

Tipul morii		Caracteristici tehnice constructive	Cărbunele la care se foloseşte	Consum specific de energie, kWh/t
Mori lente	Cu tambur şi bile	Consum important de mers în gol Uzura bilelor	Sorturi variate, de preferinţă cărbuni duri şi casanţi, cu umiditate sub 15%	15—35
	Cu platou de măcinare şi role sau bile	Ax vertical Fineţe mare de măcinare	Cărbune dur, cu umiditate sub 20% (huila) Cărbune greu măcinabil	10—25
Mori rapide	Cu ciocane	Axul morii cu două lagăre Sensibilitate mare la impurităţi metalice	Lignit şi cărbune brun, cu conţinut de substanţe fibroase (xilită)	10—25
	Ventilator	Construcţia morii în consolă permite o demontare uşoară Pericol de vibraţie la uzura inegală a rotorului	Lignit şi cărbune brun cu substanţe fibroase (xilită)	8—20.
	Moară combinată, cu ciocane şi ventilator (sistem Babcock)	Axul morii pe două lagăre Comportament bun la cărbuni inferiori Capacităţi mari de măcinare	Lignit umed, cu multă xilită şi şisturi bituminoase	8—20

Scanned with OKEN Scanner



a



b

Formule de echilibrare

$$K_M(HG) = 70\ K_M(VTI) - 20$$

$$K_M(VTI) = \frac{K_M(ȚKTI) + 1{,}56}{2{,}67}$$

Fig. 2.17. Echivalența scărilor de măcinabilitate a cărbunilor.

Scanned with OKEN Scanner

Dacă se consideră că, în medie un consum specific net de energie primară pentru producerea energiei electrice necesare morilor de cărbune de 2,9 kJ/kJ și se raportează energia primară consumată pentru măcinare la puterea calorică inferioară a combustibilului, aceasta reprezintă :

— pentru huile cu $H_i = 29\ 260$ kJ/kg (7 000 kcal/kg), în mori cu platou și role sau bile . . . . . 0,6 %;
— pentru deșeuri de huilă cu $H_i = 15\ 000$ kJ/kg (3 600 kcal/kg) măcinate în cu ciocane . . . . . 1,0 %;
— pentru lignit cu $H_i = 7\ 500$ kJ/kg (1 800 kcal/kg) măcinat în mori ventilator 1,5 %;
— pentru lignit inferior cu $W_i = 4\ 600$ kJ/kg (1 100 kcal/kg) măcinat în mori ventilator . . . . . 2,5 %.

Rezultă că cel mai important efect asupra reducerii pierderilor de energie se poate obține prin ameliorarea funcționării morilor pentru combustibili inferiori.

La lignitul din țara noastră s-au dovedit optime morile cu energie cinetică ridicată și în primul rînd morile ventilator. Acestea au și avantajul că se pot construi pentru debite foarte mari de 100—120 t/h, necesare cazanelor mari.

Pentru a ajunge la un consum cît mai redus de energie în moară este necesar să se îndeplinească următoarele condiții :

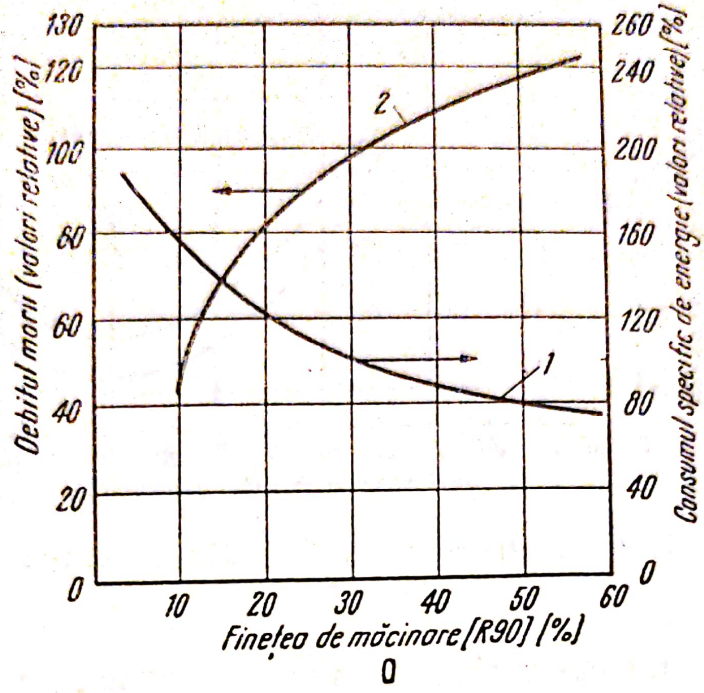
— Energia de impact între elementul rotoric al morii rapide, adică ciocane sau paletele ventilatorului și particula de cărbune trebuie să fie suficient de mare, pentru a realiza sfărîmarea granulei. Dacă această spargere nu se realizează, energia consumată în șocul dintre rotor și particulă se pierde. Cu cît particula este mai fină energia necesară pentru spargere este mai mare. Rezultă că la aceste tipuri de moară o finețe înaintată de măcinare necesită un consum specific majorat de energie.

— Energia de impact necesară sfărîmării depinde de structura cărbunelui și de elasticitatea particulelor. Cărbunele dur și casant, cum este antracitul și huilele, necesită o energie redusă, lignitul fibros și elastic necesită o energie mult mai mare. Din punct de vedere al comportării particulelor la lovire, există scări de măcinabilitate (scara VTI în U.R.S.S., scara Hardgrove în S.U.A. și R.F.G.). În scara Hardgrove, huila standard are măcinabilitatea 70, în timp ce ligniții au măcinabilitate mai redusă, 40—50. În fig. 2.17 este arătată echivalența între diferitele scări utilizate pentru măcinabilitatea cărbunilor.

— Puterea consumată de moară se modifică puțin cu încărcarea, astfel că energia specifică de măcinare depinde mult de debitul de cărbune măcinat. La cărbune greu măcinabil sau la încărcări parțiale, consumul specific pentru măcinare crește aproape hiperbolic.

În fig. 2.18, *a* este arătat după [2.12] consumul specific al unei mori de cărbune rapide, în funcție de finețea de măcinare a unui cărbune cu măcinabilitate constantă (huilă 70 Hadgrove), indicîndu-se debitul maxim al morii și consumul specific de energie. Cu cît restul pe sita nr. 90 este mai mare, cu

Scanned with OKEN Scanner



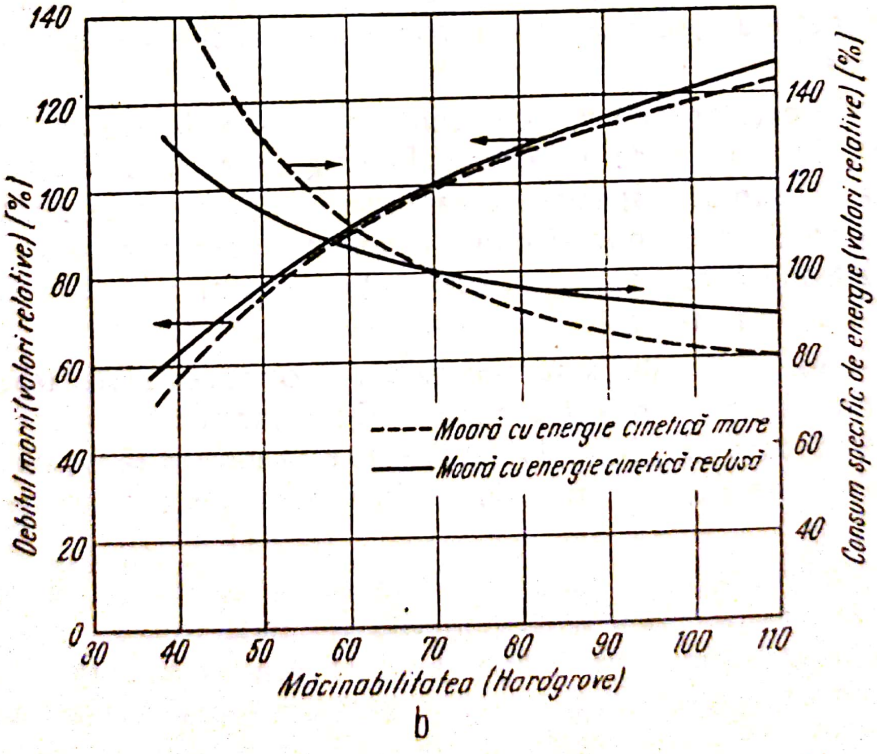


Fig. 2.18. Caracteristicile funcționale ale morilor rapide :
a — variația relativă a consumului specific de energie și a debitului unei mori rapide în funcție de finețea de măcinare (restul pe site nr. 90) : *1* — consumul specific ; *2* — debitul maxim al morii.
b — variația relativă a consumului specific de energie și a debitul unei mori rapide în funcție de indicele de măcinabilitate Hardgrove.

Scanned with OKEN Scanner

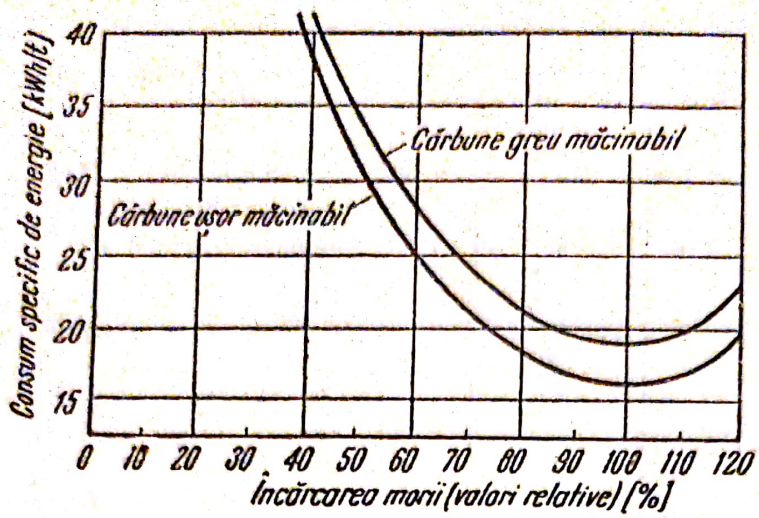


Fig. 2.19. Variația consumului specific în funcție de încărcarea morii.

atît se mărește debitul maxim al morii, la un consum de putere pratic neschimbat și totodată consumul specific de energie scade. În fig. 2.18, *b* este arătată după variația relativă a consumului specific de energie și a debitului maxim al morii, în funcție de indicele de măcinabilitate Hardgrove, la morile cu energie cinetică mare.

În fig. 2.19 este arătată variația consumului specific de energie pentru o moară rapidă, în funcție de încărcare. Din figură rezultă o variație aproape hiperbolică a consumului specific, ceea ce evidențiază necesitatea de a menține la un cazan de abur numai numărul de mori strict necesar care asigură debitul de cărbune cerut de focar, cu funcționarea morilor la o încărcare cît mai apropiată de cea maximă.

Funcționarea cu morile la sarcini parțiale conduce la pierderi de energie și în același timp la uzura inutilă a morilor. De la caz la caz, în funcție de starea morilor și de cunoașterea debitului fiecăreia, este indicat să existe un program privind numărul de mori în funcțiune, în funcție de debitul de abur cerut cazanului ;

— energia de măcinare raportată la masa uscată este puțin influențată de umiditatea cărbunelui. Dacă se are în vedere masa totală, energia de măcinare se reduce la mărirea umidității. Întrucît însă umiditatea reduce puterea calorică a combustibilului, dacă se raportează consumul specific de energie la puterea calorică inferioară, acesta crește cu sporirea umidității ;

— înfundarea morii creează zone elastice de cărbune, care reduc probabilitatea ca particulele grosiere să fie proiectate pe pereții blindajului morii, realizîndu-se spargerea lor. În același timp, cu micșorarea debitului de aer de transport se mărește rezistența aerodinamică, cu mărirea energiei consumate pentru ventilare și cu micșorarea diametrului limită al particulelor antrenate.

Scanned with OKEN Scanner

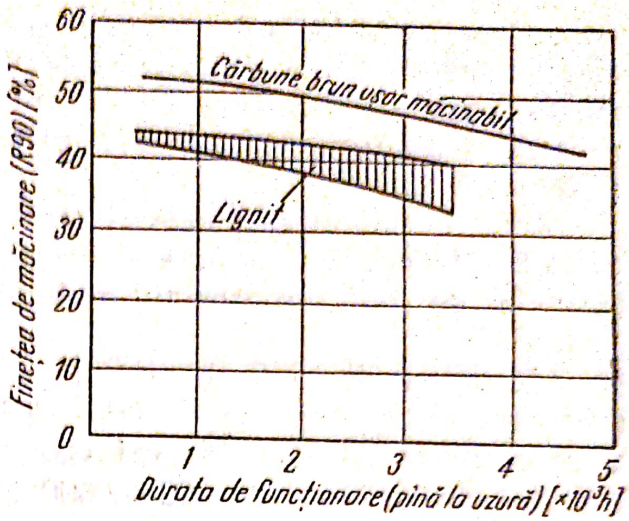


Fig. 2.20. Durata de funcționare (pînă la uzură) a morilor ventilator în funcție de finețea de măcinare, pentru unele sorturi de cărbuni inferiori.

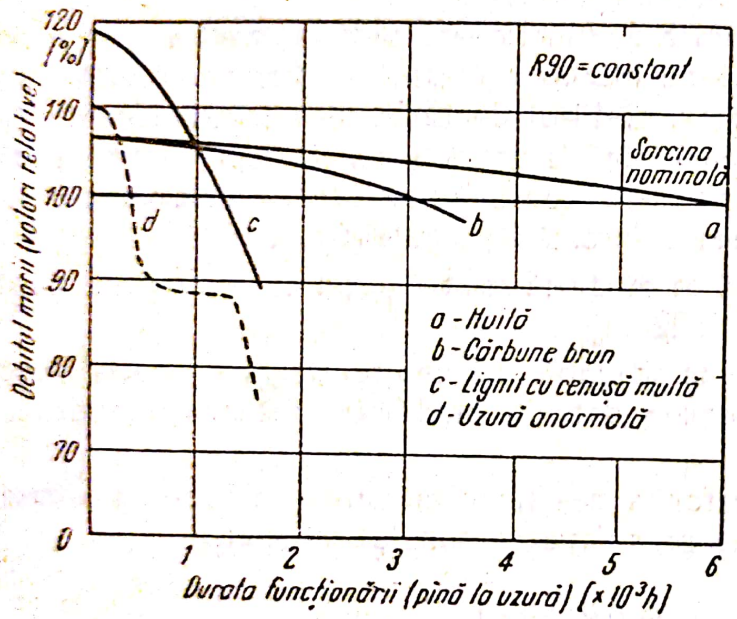


Fig. 2.21. Debitul morilor de cărbune în funcție de durata de funcționare pînă la uzură.

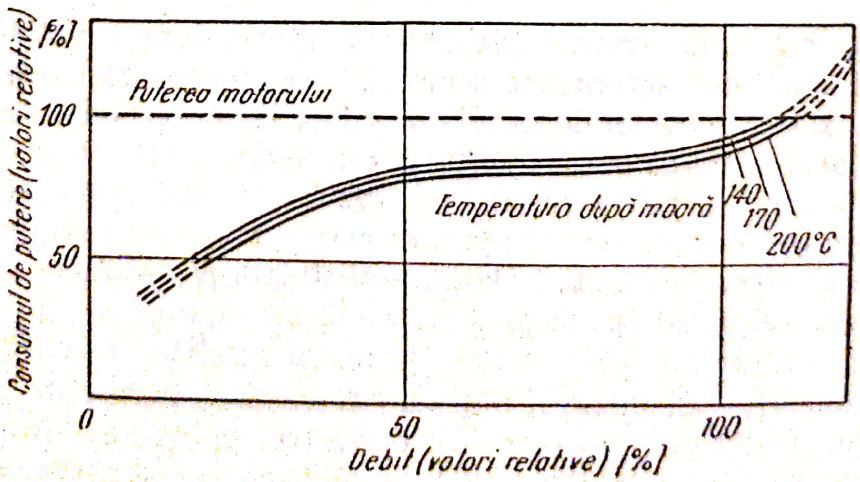


Fig. 2.22. Variația puterii absorbite de moară în funcție de debit.

Scanned with OKEN Scanner

Toate acestea majorează consumul specific și limitează debitul măcinat. Un efect asemănător îl au canalele de praf lungi și cu schimbări de direcție între mori și arzătoare. Pentru a realiza consumuri cît mai scăzute de energie, apare necesar ca legătura moară-arzător să se realizeze într-un singur plan vertical și să fie cît mai scurtă.

Acest deziderat răspunde și cerinței de a avea uzuri cît mai reduse ale canalelor de praf de cărbune și deci contribuie la siguranța în exploatare a cazanelor de abur sub aspectul disponibilității și a micșorării pericolului de incendiu.

Uzura morilor influențează de asemenea consumul de energie pentru măcinare. Uzura depinde de felul cărbunelui și de compoziția mineralogică a masei inerte. Durata de exploatare între două reparații la morile pentru cărbuni inferiori este de 800—2 000 h. Această durată este condiționată de debitul de cărbune cerut a se asigura de moară.

În fig. 2.20 este indicată durata de funcționare pînă la uzură a unor mori ventilator, în funcție de finețea de măcinare (restul pe sita nr. 90), pentru unele sorutri de cărbune inferior. Debitul de cărbune măcinat depinde de asemenea de durata de funcționare pînă la uzură a morii, după cum se arată în fig. 2.21. Odată cu uzura morii crește consumul specific de măcinare, creșterea fiind asemănătoare cu aceea la încărcări parțiale (fig. 2.19).

Puterea absorbită de moară se modifică relativ puțin cu încărcarea, după cum se poate urmări și în fig. 2.22.

Odată cu încărcarea morii se schimbă însă debitul de gaze, acesta avînd tendința să crească la sarcini parțiale, datorită modificării rezistenței traseului aer-praf de cărbune.

În exploatare pierderile datorită nearselor mecanice în focar, analizate la subcap. 1.2 depind direct de granulația cărbunelui măcinat :

$$q_4 = f(R_{90})\,[\%]. \tag{2.35}$$

În consecință, unui consum de energie sporit pentru măcinarea cărbunelui și unei uzuri mai accentuate a morii, care antrenează costuri sporite și durate mai mari de indisponibilitate a morilor, le corespunde o economie de combustibil prin mărirea randamentului cazanelor. Cunoscînd relațiile care leagă acești factori, se poate defini de la caz la caz, în funcție de combustbil și de morile folosite. care este finețea optimă de măcinare, reglînd și adaptînd în mod corespunzător separatoarele de praf situate pe refularea morii. Verificările au arătat că restul optim pe sita nr. 90 este din ce în ce mai mare, pe măsură ce cărbunele are un conținut de materii volatile mai ridicat.

Astfel, după [2.12], în cazul huilelor sărace în volatile (10—20 %), măcinarea trebuie să ajungă la un rest de sită de 10—15 %. La huilele cu volatile ridicate, acest rest este de 15—25 %. La cărbunii inferiori (lignit și cărbune brun), restul recomandat atinge 30—40 %. Valoarea optimă depinde și de

Scanned with OKEN Scanner

condițiile particulare ale arzătorului, ale geometriei flacării în focar și ale cîmpului de temperaturi, precum și de turbulența și omogenizarea gazelor în focar.

Indicii de funcționare ai morii sînt mult afectați de prezența particulelor fibroase de xilită. Acestea au o caracteristică de măcinare diferită, se pot aglomera în moară sub formă de fibre, modificînd rezistența aerodinamică a ei și deci debitul de aer. Mai frecvent, fibrele tocate de xilită sînt antrenate de aer, dar au în focar o durată de ardere mai mare decît a prafului de cărbune. Prin aceasta, se mărește cota de nearse mecanice din zgura de la baza focarului pînă la valori de 20%, raportat la masa uscată de zgură.

Pentru a reduce pierderile de combustibil, datorită defectelor negative ale xilitei, au fost adoptate în practică o serie de măsuri de îmbunătățire la cazane noi și de reconstrucții la cazane existente, după cum urmează :

— recircularea zgurei din focar prin moară, ceea ce permite în final arderea mai completă a xilitei (măsură praticată în special în R. D. Germană) ;

— dispunerea unui grătar de ardere suplimentară a xilitei la baza focarului, combinat cu alimentarea corespunzătoare cu aer secundar ;

— reconstruirea separatorului morii și introducerea separată la nivele diferite a prafului de cărbune și a fibrelor de xilită.

2.2.2. Ventilatoare de aer și gaze, antrenarea și reglajul lor

2.2.2.1. *Puterea și debitul ventilatoarelor*

Ventilatoarele supuse discuției în acest subcapitol sînt următoarele :

— ventilatoarele de aer ;

— ventilatoarele de gaze de ardere ;

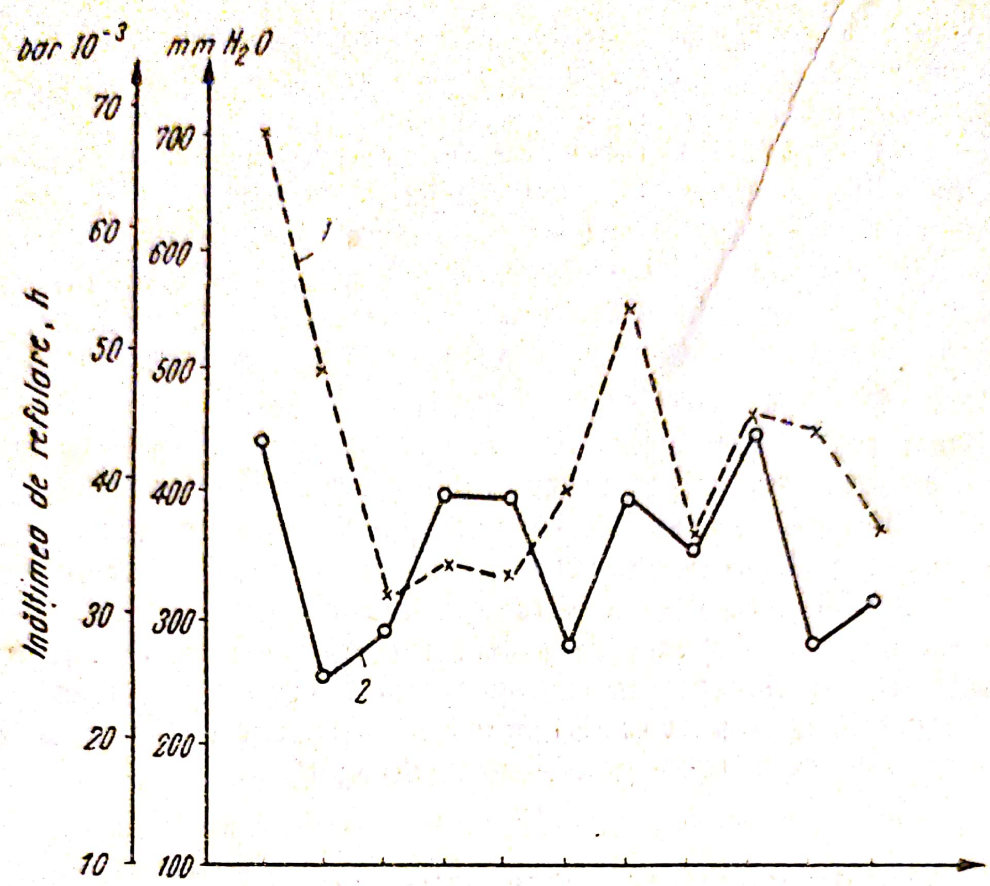
— ventilatoarele de recircularea gazelor de ardere în cazan.

Puterile ventilatoarelor de aer și ventilatoarelor de gaze de ardere depind de caracteristicile constructive ale traseului aer-gaze, reprezentate prin ridicările de presiune Δp [N/m²] impuse de traseu, precum și de debitul de aer și de gaze impus de cantitatea de combustibil necesar.

Pentru focarele cu depresiune, ridicările de presiune ale ventilatoarelor pentru unele cazane instalate în țara noastră sînt indicate în fig. 2.23.

La dimensionarea presiunii de refulare a ventilatorului, se ia în considerare un spor față de ridicarea de presiune la plină sarcină, pentru a face față funcționării cu cazanul parțial înfundat sau cu ventilatorul cu paletele uzate, datorită acțiunii erozive a prafului din gazele de ardere. Acest spor de dimensionare permite, conform normativelor pentru construcția cazanelor, funcționarea ventilatorului la regimul de lucru, cu un debit sporit cu 10% față de

Scanned with OKEN Scanner



Cazanul nr.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Debitul cazanului	288	142	183	179	186	178	178	150	63	92	117	kg/s
Combustibil	$\frac{L}{G}$	$\frac{L}{G}$	$\frac{H}{G}$	$\frac{L}{G}$	P	G	$\frac{P}{G}$	$\frac{H}{G}$	$\frac{L}{G}$	G	$\frac{G}{P}$	

Fig. 2.23. Ridicările de presiune la ventilatoarele de aer și gaze la o serie de cazane din *R.S.R.*:

L — lignit ; *H* — deșeuri de suilă ; *P* — păcură ; *G* — gaze ; *1* — ventilator de aer ; *2* — ventilator de gaze cu ardere.

debitul de gaze de calcul, necesar pentru a face față debitelor de aer mărite necesare la suprasarcini, la înrăutățirea calității combustibilului sau la mărirea nedorită a excesului de aer.

La stabilirea punctelor de funcționare ale ventilatoarelor este deosebit ce important faptul că întreaga înălțime de refulare este datorită rezistențelor aerodinamice ale traseului cazanului, deci această înălțime este practic proporțională cu pătratul debitului refulat. Din acest punct de vedere, modificarea randamentului ventilatorului în cîmpul de funcționare (dependent de tipul constructiv) și reglajul său corespunzător pot conduce la economii de energie, relativ mai importante decît cele obținute la pompele de alimentare.

Scanned with OKEN Scanner

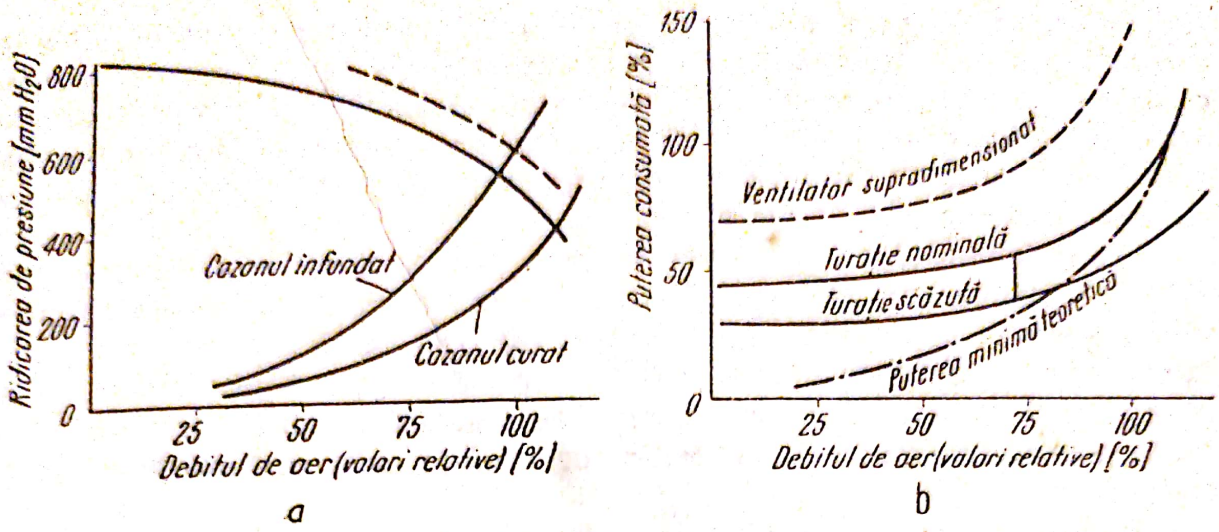


Fig. 2.24. Caracteristicile ventilatoarelor în funcție de debit :

a — ridicarea de presiune în ventilator și cerințele rețelei (caracteristica externă) ; —— caracteristica ventilatorului dimensionat normal ; — — — caracteristica ventilatorului supradimensionat, pentru funcționarea la sarcina 100%, cu cazanul înfundat ; *b* — puterea consumată.

În fig. 2.24, *a* este indicată caracteristica ventilatorului și cea a rețelei, pentru diferite debite relative de aer iar în fig. 2.24, *b* puterea consumată de ventilator la diferite regimuri de debit relativ. În cazul regimului ideal, cu randament constant și reglaj fără pierderi, puterea teoterică P_{teor} absorbită este proporțională cu cubul debitului refulat,

$$P_{teor} = A \cdot D^3 [kW]. \tag{2.36}$$

În realitate, puterile consumate la sarcini parțiale sînt cu mult mai mari și conduc la un spor important de consum de energie în exploatare.

2.2.2.2. *Influența construcției ventilatoarelor*

În funcție de debit și de înălțimea de ridicare, adică de similitudinea hidraulică și deci de turația specifică, ventilatoarele folosite sînt :

— radiale, în cazul turațiilor specifice mici, corespunzător debitelor de gaze mai reduse și unor ridicări de presiune mai mari ;

— axiale, la turații specifice ridicate, corespunzător debitelor foarte mari și a ridicărilor de presiune mici.

Alegerea tipului de ventilator este dictată și de condițiile de lucru și de rezistența sa la eroziune. În cazul gazelor de ardere de la cazanele cu cărbune pulverizat, sînt de preferat ventilatoarele cele mai reeistente la uzură și cu posibilitatea de înlocuire cea mai simplă a rotorului : ventilatoarele axiale, cu palete rotorice cu unghi fix.

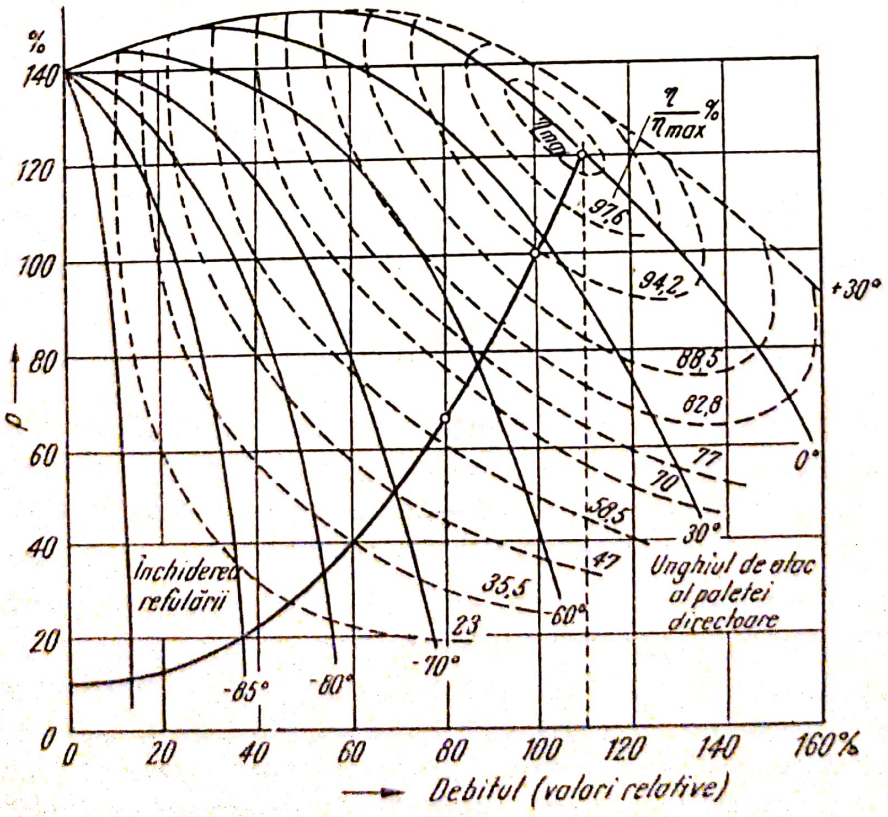
Scanned with OKEN Scanner

Construcția corectă din punct de vedere hidrodinamic a rotorului este esențială pentru obținerea unor randamente ridicate. Ventilatoarele radiale, cu palete din tablă neprofilată folosite la toate cazanele mici și mijlocii au randamente cuprinse între 0,5 și 0,65. Reconstrucția rotoarelor acestor ventilatoare, pe baza unor studii aerodinamice, constituie un mijloc principal de reducere a pierderilor de energie.

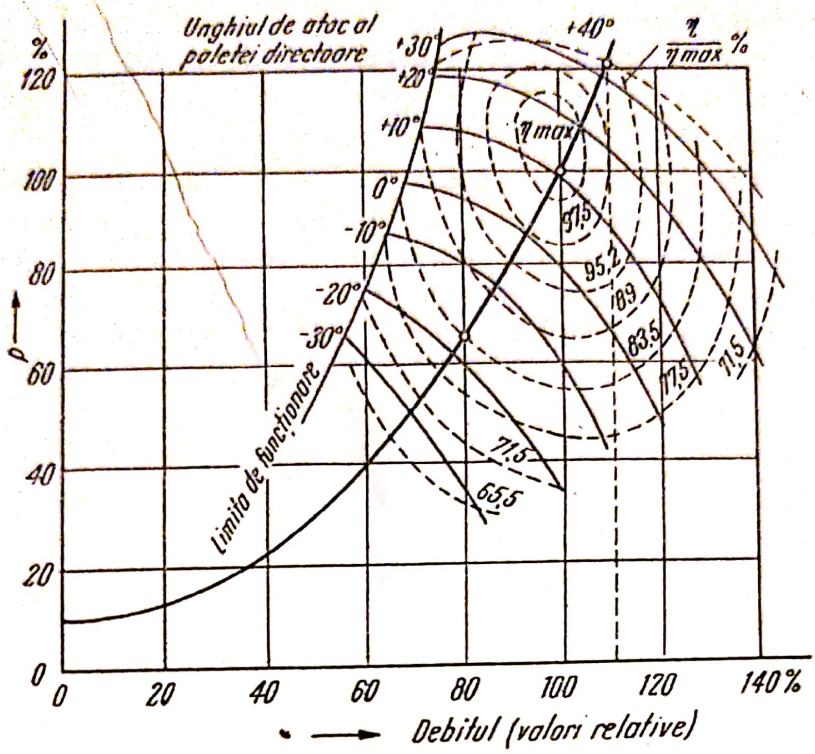
O altă îmbunătățire este trecerea de la palete neprofilate, la palete profilate în formă de aripă portantă. Soluția este aplicabilă la ventilatoarele radiale mari și permite o creștere a randamentului la 0,80—0,84 și excepțional, după datele unor firme constructoare, la 0,87. Ventilatoarele radiale profilate, având în general și viteze de curgere mai mici, au o durată de funcționare mai mare decît aceea a ventilatoarelor axiale, în regimuri de lucru cu gaze încărcate cu praf eroziv.

Reglarea cea mai eficientă a ventilatoarelor radiale este schimbarea caracteristicii, prin modificarea unghiului paletelor directoare statorice. Cu toate acestea, forma curbelor de randament constant este dezavantajoasă la ventilatoarele radiale, după cum se poate urmări în fig. 2.25, *a*, motiv pentru care, la debite parțiale de numai 70% din debitul nominal, randamentul lor scade la mai puțin de 50% din randamentul în punctul optim de funcționare.

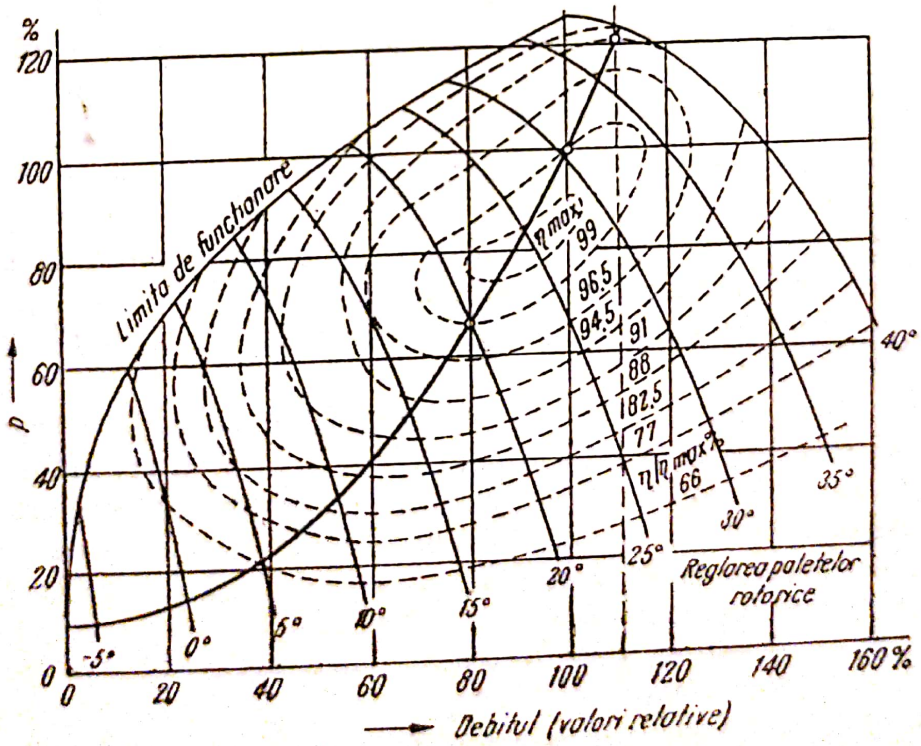
Datorită supradimensionării ventilatoarelor la proiectarea cazanului pot apare situații în care trebuie să se funcționeze permanent în domenii defavo-



a



b



c

Fig. 2.25. Variația randamentului și a caracteristicii ventilatoarelor, la reglajul unghiului paletelor statorice și a celor rotorice (v. tab. 2.8.).

Scanned with OKEN Scanner

rabile de randament. În cazul în care ventilatoarele funcționează la turație constantă, dar sînt antrenate prin angrenaje demultiplicatoare, acest dezavantaj se poate corecta, prin înlocuirea roților dințate și modificarea raportului de transmisie.

La ventilatoarele axiale, posibilitățile de adaptare sînt mai mari și mai avantajoase. Ele se referă atît la modificarea unghiului paletelor directoare aflate înaintea rotorului axial, cît și la modificarea unghiului paletelor rotorice care în plus, la ventilatoarele mari, au profile variabile pe rază. În felul acesta ventilatoarele axiale pot atinge în mod obișnuit randamente cuprinse între 0,82 și 0,88 și excepțional, după datele furnizorilor, 0,91. Curbele de randament sînt mai avantajos plasate în raport cu caracteristica ridicării de presiune, după cum se poate vedea în fig. 2.25, *b* (ventilator axial, cu reglaj al paletelor directoare) și în fig. 2.25, *c* (ventilator cu posibilitate de reglare a paletelor directoare statorice și a celor rotorice).

Reducerea turației ventilatorului deplasează punctele de funcționare: debitele se reduc proporțional cu raportul turațiilor iar presiunile, cu pătratul turațiilor. Aceasta face ca domeniul de randament maxim să se deplaseze în zona debitelor mai reduse.

La ventilatorul axial cu reglaj al unghiului paletelor directoare, arătat în fig. 2.25, *b*, la debitul de 70% din cel nominal, randamentul este de circa 70% din cel maxim, iar la ventilatorul cu reglaj al unghiului paletelor rotorice, fig. 2.25, *c*, randamentul la același debit parțial se menține la cca 90% din cel maxim.

2.2.2.3. *Antrenarea și reglarea ventilatoarelor*

Prin folosirea unui reglaj corespunzător, se urmărește reducerea la minim a diferenței de presiune Δp între ventilator și cerințele rețelei, care conduce la un consum inutil de energie. Posibilitățile de reglare a ventilatoarelor sînt prezentate în tabelul 2.8.

Reglarea prin laminare, în aval de ventilator, aplicată la toate unitățile mici este cea mai dezavantajată din punctul de vedere al consumului de energie. Clapeta de laminare mărește printr-o rezistență suplimentară locală rezistența traseului și o face să coincidă la debitul dorit cu presiunea de pe curba ventilatorului. Soluția este cu atît mai dezavantajoasă la unitățile cu debite de abur sub 75 t/h, prevăzute conform uzanțelor constructive cu cîte un singur ventilator de aer și unul de gaze de ardere, care trebuie să urmărească practic toată gama de deibte între 0 și 110%.

Reglarea paletelor directoare din stator, modificînd unghiul de intrare al fluidului, schimbă caracteristica ventilatorului și după cum s-a arătat în fig. 2.25 caracteristica sa. Reglajul este simplu și aplicabil tuturor categoriilor de ventilatoare peste un anumit debit.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.8

Reglarea ventilatoarelor de aer şi de gaze de ardere

Turaţia n	Reglajul	Modul de acţionare	Nr. curbei din fig. 2.25
1. Constantă	Prin laminare	Caracteristica ventilatorului constantă, se modifică caracteristica reţelei	a
	Prin modificarea unghiului paletelor directoare ale statorului	Modificarea caracteristicii, cu scoaterea randamentului	
	Prin modificarea poziţiei paletelor rotorului	Posibil numai la ventilatoare axiale. Coboară caracteristica ventilatorului, cu influenţă redusă asupra randamentului	
2. Reglabilă în trepte	Prin antrenarea ventilatorului cu un motor asincron cu două turaţii	Coborîrea în trepte a caracteristicei	b
3. Reglabilă continuu	Prin cuplă hidraulică sau magnetică	Coborîrea continuă a caracteristicii cu o pierdere de randament proporţională cu alunecarea cuplei (vezi mai departe)	c
	Prin antrenare cu motoare electrice cu colector	Reglaj teoretic fără pierdere, dacă se face recuperarea energiei rotorice din motorul electric	
	Prin antrenare cu turbină cu abur	Reglaj fără pierderi, randamentul total dependent de consumul specific al turbinei	

Reglarea unghiului paletelor rotorice la ventilatoarele axiale dă rezultatele cele mai bune. Această soluţie este interesantă pentru unităţile care consumă combustibili lichizi şi gazoşi. Din cauza uzurii rotoarelor la ventilatoarele de gaze ale cazanelor folosind cărbune pulverizat, această soluţie este puţin aplicată la astfel de cazane.

Micşorarea turaţiei realizează reglajul ideal, dacă se face fără pierderi suplimentare. Variaţia continuă a turaţiei este însă legată de modul de antrenare al ventilatoarelor.

Antrenarea ventilatoarelor cu turbine cu abur este tehnic raţională numai la unităţi peste 600 MW, la care puterea absorbită de un ventilator este mai mare decît 5 MW. Ea se aplică la blocurile de foarte mare putere din S.U.A. [1.18].

Scanned with OKEN Scanner

Antrenarea cu motoare electrice cu colector permite o variație continuă eficientă a turației. Motoarele asincrone speciale, cu recuperarea energiei rotorice, deși sînt o soluție foarte atractivă, sînt mai puțin sigure în exploatare datorită problemelor pe care le ridică colectoarele la motoare de mare putere. Ea este aplicată sporadic, dar deși este economică, s-a renunțat la acest reglaj, din motive de siguranță.

O soluție de antrenare cu motor asincron la turație constantă, cu o cuplă hidraulică sau magnetică între motor și ventilator, constituie o soluție convenabilă numai pentru ventilatoarele care trebuie să funcționeze în regimuri extrem de variate, cum sînt cele de recirculație a gazelor de ardere în focar. Cupla hidraulică are un randament invers proporțional cu alunecarea și chiar la cupla funcționînd la plină sarcină, cu alunecare 3—4%, randamentul acesteia nu depășește 0,95—0,96, ceea ce face ca la încărcările maxime să se mărească consumul de putere.

Acționarea care s-a dovedit cea mai rațională în exploatarea unităților mari care funcționează totuși cu încărcări variabile este combinarea reglajului prin modificarea unghiului paletelor directoare cu folosirea unui motor cu două turații. Trecerea de la turația mare la cea mică se face la un punct situat la 0,7—0,75 din debitul nominal. Acest mod de acționare și reglaj este întîlnit la centralele electrice din țara noastră, la majoritatea cazanelor cu debite de 420 t/h și mai mari.

Variația puterii motorului de antrenare a ventilatorului la unul din corpurile cazanului pentru blocul de 210 MW folosit în centralele din sistemul energetic național este arătată în fig. 2.26. Se poate vedea în figură reducerea consumului suplimentar de putere, la trecerea de la turația ridicată la cea coborîtă.

Cazanele cu debite peste 75 t/h sînt prevăzute cu două ventilatoare de aer și de gaze, fiecare pentru un debit de circa 60% din totalul debitului la sarcină nominală. În acest caz, o importantă corectură a randamentului la

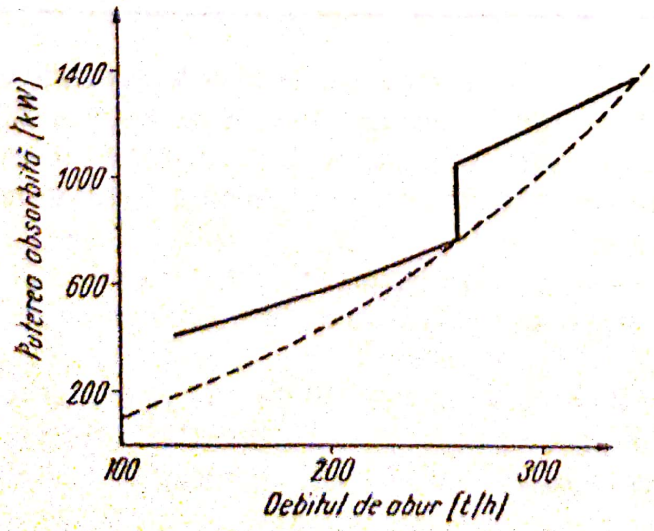


Fig. 2.26. Variația puterii absorbite de ventilatorul de gaze al unui corp al cazanului PK 47-3, în funcție de debitul de abur.

Scanned with OKEN Scanner

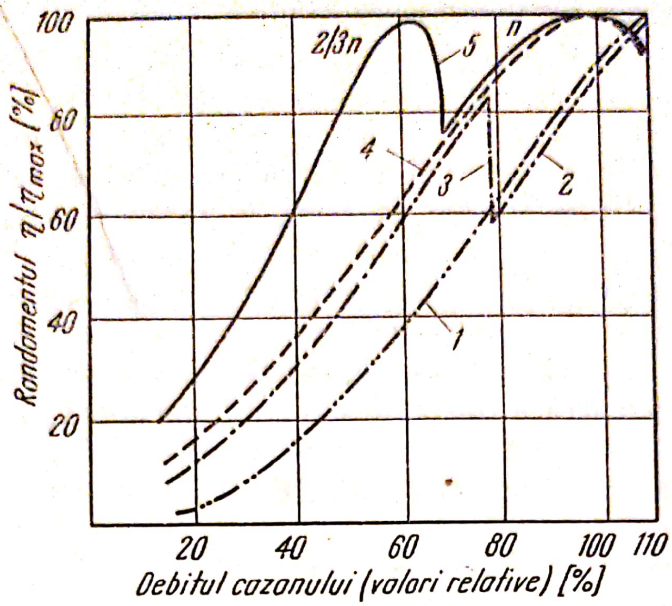


Fig. 2.27. Variația randamentului ventilatoarelor la un cazan prevăzut cu două ventilatoare funcționînd în paralel :

1 — curba de funcționare permanentă, cu două ventilatoare ; *2* — curba de funcționare cu două și apoi cu un ventilator ; *3* — trecerea de la funcționarea cu două ventilatoare, la cea cu un ventilator ; *4* — curba de funcționare permanent cu două ventilatoare cu reglajul caracteristicii ; *5* — idem, combinat cu reducerea de 2/3 a turației.

sarcini parțiale se obține prin trecerea de la exploatarea cu două ventilatoare la funcționarea cu un singur ventilator. În fig. 2.27 se prezintă diagrama variației randamentului ventilatorului într-un asemenea caz.

Trecerea la funcționarea cu un singur ventilator devine o necesitate și la sarcinile minime ale cazanului cînd, intrîndu-se în zona de instabilitate a caracteristicilor ventilatorului, se poate să apară la funcționarea a două ventilatoare în paralel fenomenul de pendulare. Acest fenomen, cunoscut și sub denumirea de „efect de pompaj", nu este admisibil, fiindcă poate conduce la deteriorarea ventilatoarelor și în orice caz declanșează protecțiile tehnologice.

Din punctul de vedere al exploatării, mijloacele practice pentru reducerea consumului de energie la ventilatoarele unei instalații de mare capacitate sînt :

— folosirea judicioasă a turației reduse la ventilatoare, determinînd debitul de abur la care se poate comuta motorul electric ;

— determinarea prin încercări a posibilității de funcționare a cazanului cu un singur ventilator și trecerea la sarcini coborîte la acest regim de lucru.

Scanned with OKEN Scanner

2.2.3. Reducerea consumului de căldură la alimentarea cu combustibil lichid

La centralele termoelectrice sau termice care folosesc permanent sau parțial combustibil lichid, gospodăria de păcură este un consumator important de căldură. În condițiile actuale în care, în cazanele energetice, se folosesc combustibili lichizi grei, cu o viscozitate ridicată de 20—60°E (la 50°C), apar probleme noi sub aspectul consumului sporit de căldură și a siguranței de funcționare a gospodăriei de combustibil.

Consumatorii de căldură ai gospodăriei de combustibil lichid sînt :

— stația de descărcare din mijloacele de transport, unde se face o încălzire prealabilă a păcurii la o temperatură de 35—45°C ;

— rezervoarele de depozitare, în care păcura se menține la o temperatură de 40—50°C ;

— încălzitoarele de păcură, în care combustibilul atinge temperatura de 110—130°C pentru a căpăta o fluiditate corespunzătoare operațiilor de filtrare și pulverizare ;

— sistemul de conducte (țevi, pompe, filtre, armături, debitmetre etc.), prevăzut cu instalații însoțitoare de încălzire cu abur.

Sub aspectul importanței, nu se poate face o diferențiere între categoriile menționate mai sus ; ca mărime însă, consumatorul cel mai mare îl constituie rezervoarele de depozitare a păcurii.

Pentru a ilustra natura problemelor de gospodărire a căldurii, se prezintă în tabelul 2.9 structura bilanțului termic real la un rezervor metalic de păcură, neizolat, cu o capacitate de 6 000 m³. În tabel sînt date și principalele condiții de efectuare a bilanțului termic. Întreaga cantitate de căldură intrată în rezervor cu aburul de încălzire în regim stabilizat este pierdută în mediul ambiant. Așa cum reiese din tabelul 2.9 pierderea de căldură are două componente principale :

— căldura pierdută prin peretele lateral și prin capacul rezervorului (86, 79 %) ;

— căldura pierdută cu condensatul nereturnat (12,78 %). Consumul orar maxim anual de căldură al rezervorului neizolat a fost $Q_{max} = 3\,480\,220$ kJ/h (la o temperatură exterioară convențională $t_0 = -14$°C), consumul mediu anual $Q_{med,an} = 1\,608\,360$ kJ/h (avînd în vedere inerția termică mare a rezervorului, temperatura exterioară medie anuală, $t_0 = +12{,}8$°C, a fost determinată ca media temperaturilor medii zilnice), iar consumul anual de căldură $Q_{an} = 14\,089$ GJ/an.

Cea mai importantă reducere a pierderilor de căldură se poate realiza prin izolarea termică a peretelui lateral și a capacului rezervorului. Prin izolarea exteriorului rezervorului cu un strat de vată minerală cu grosimea de 50 mm, cu o protecție exterioară din tablă, pierderile anuale de căldură se reduc la $G_{an\ iz} = 1\,864$ GJ/an, rezultînd o economie de căldură de 88,77%.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.9

Structura bilanțului termic real al unui rezervor metalic de păcură suprateran de 6 000 m³ neizolat

Cantități de căldură	kJ/h	%
1. *Căldură intrată*		
1.1. Căldură intrată cu aburul de încălzire	2 001 738	99,69
1.2. Eroare de închidere a bilanțului termic	6 167	0,31
Total căldură intrată	2 007 905	100,00
2. *Căldură ieșită (pierdută)*		
2.1. Prin peretele lateral, udat de produs	1 615 709	80,47
2.2. Prin fundul rezervorului	8 743	0,43
2.3. Prin capac și peretele lateral, neudat de produs	126 861	6,32
2.4. Cu condensatul nereturnat	256 592	12,78
Total căldură ieșiră (pierdută)	2 007 905	100,00

Obs.: Produs: 5 325 t păcură parafinoasă; temperatura medie de depozitare: $t_m = 45{,}2°C$; densitate: $\rho = 921$ kg/m³ (la 45,2°C); viscozitate relativă: 21,75°E (la 50°C); punct de congelare: +18°C. Temperatura exterioară: $t_0 = +2{,}5°C$.

La aceasta se adaugă și o reducere apreciabilă a pierderilor de condensat nereturnat, datorită micșorării debitului de abur, necesar încălzirii rezervorului izolat. Izolarea termică a rezervorului se justifică economic, investiția făcută recuperîndu-se în circa 1,5 ani din economiile realizate. Se face însă mențiunea că este necesar ca avantajul economic să fie corelat cu măsurile de protecție contra incendiilor.

Recuperarea condensatului (parțială sau integrală) de la gospodăria de păcură poate realiza economii din căldură consumată de pînă la 15%, la care se adaugă și reducerea parțială a cheltuielilor pentru procurarea și tratarea condensatului la centrală. Deși în majoritatea cazurilor se folosește livrarea directă de abur din circuitul termic al centralelor de termoficare și cu condensație, ținînd seama de poluarea condensatului, la centralele cu parametri ridicați și cu cazane cu circulație forțată, pentru evitarea pierderilor de apă din circuit, poate apărea avantajoasă alimentarea indirectă a gospodăriei de păcură, prin transformatoare de abur sau cazane separate de abur de joasă presiune.

Scanned with OKEN Scanner

O atenție deosebită trebuie acordată izolării termice a conductelor din gospodăria de păcură (conducte de abur, conducte de păcură încălzite prin conducte însoțitoare de abur, conducte de condensat), precum și calității și stării izolației termice. Astfel, o conductă cu diametrul Dn 150 mm, transportînd abur de 10 daN/cm², neizolată, are o pierdere anuală specifică de căldură de 63 GJ/m.an ; conducta izolată pierde numai 4,5 GJ/m.an, investiția în izolația termică recuperîndu-se în numai 0,12 ani, prin economia de cheltuieli anuale ; pentru o conductă de abur Dn 70 mm, care transportă abur de 5 daN/cm², timpul de recuperare a investiției în izolația termică este de 0,24 ani.

În toate punctele cu consumuri importante de abur, este necesară montarea de oale de condensat (recomandabil termodinamice, pentru avantajele acestora), în acest fel ajungîndu-se la o utilizare mai bună a căldurii de vaporizare a aburului și la o reducere sensibilă a pierderilor de căldură.

2.2.4. Reducerea pierderilor de energie la alimentarea cu combustibil solid

Gospodăria de combustibil solid, este unul din consumatorii principali de energie din serviciile interne ale unei centrale electrice. După date de proiectare și statistici, aceste instalații consumă între 0,4 și 1,5% din energia produsă la bornele generatoarelor electrice.

Consumul de energie este direct proporțional cu masa de combustibil manipulat și cu distanța de transportat. El depinde de asemenea de cota din combustibilul care este tranzitat direct de la punctul de primire, la sala cazanelor și de cea care este adusă prin intermediul depozitului de cărbune.

Pentru situația în care cota x din debitul de combustibil B este tranzitată direct, puterea totală consumată pentru gospodăria de cărbune este dată de relația :

$$P_c = B[e_1 + e_2 + (1 - x)e_3] = \frac{P}{H_i \eta_{tot}} [e_1 + e_2 + (1 - x)e_3] \quad [kW], \quad (2.37)$$

în care : P este puterea centralei electrice, în kW ;

H_i — puterea calorică inferioară ;

η_{tot} — randamentul total de producere a energiei electrice ;

e_1 — consumul specific de energie pentru concasarea cărbunelui, cu valori cuprinse între 1,5 și 3 kWh/t ;

e_2 — consumul specific de energie pentru tranzitarea directă a cărbunelui de la punctul de primire la buncărele cazanelor ; în mod obișnuit $e_2 = 1{,}5 \ldots 4$ kWh/t ;

e_3 — consumul specific de energie pentru aducerea și extragerea cărbunelui din depozit, considerat de la punctul de preluare din linia de alimentare și pînă la reintroducerea sa în linia de alimentare ; în mod obișnuit e_3 este cuprins între 1 și 3 kWh/t.

Scanned with OKEN Scanner

În țara noastră, avînd în vedere că în general se folosesc în centralele electrice sorturi inferioare de cărbune și în principal lignitul, rezultă că ponderea instalației de alimentare cu combustibil în consumul serviciilor interne crește.

În fixarea concepției și apoi în exploatarea unei gospodării de combustibil solid se pot reduce pierderile în următoarele trei direcții :

— limitarea pierderii de energie primară, prin degradarea, respectiv autoaprinderea cărbunilor ;

— reducerea consumului de energie electrică și de carburant în exploatarea instalațiilor ;

— reducerea pierderilor de căldură pentru încălziri în instalațiile de combustibil, în anotimpul friguros.

Pierderile de cărbune au loc mai des în depozitul de cărbune, prin degradarea combustibilului stocat (pierdere de volatile, autoaprindere, umezire) și prin pierderi datorită manipulării. Pierderea materiilor volatile, ca și autoaprinderea, sînt legate de contactul cărbunelui cu aerul, de temperatura stivei, de natura combustibilului.

Dintre agenții atmosferici, vîntul accelerează cel mai mult procesul de oxidare. Influența sa defavorabilă poate fi micșorată prin orientarea stivelor paralel cu direcția predominantă a vînturilor și prin etanșarea suprafeței stivelor.

Fenomenul de degradare a cărbunelui se produce progresiv și este întotdeauna marcat de o creștere a temperaturii în interiorul stivelor. În fig. 2.26 se poate urmări desfășurarea fenomenului de autoaprindere, într-o stivă de lignit. În prima perioadă, A, cărbunele este inert și se încălzește de la radiația solară. Fenomenul de degradare are loc încă din perioada A, prin pierderea treptată a volatilelor. În perioada B, încălzirea este accelerată de declanșarea unor reacții chimice interioare exotermice (autoîncălzire), de regulă fenomene

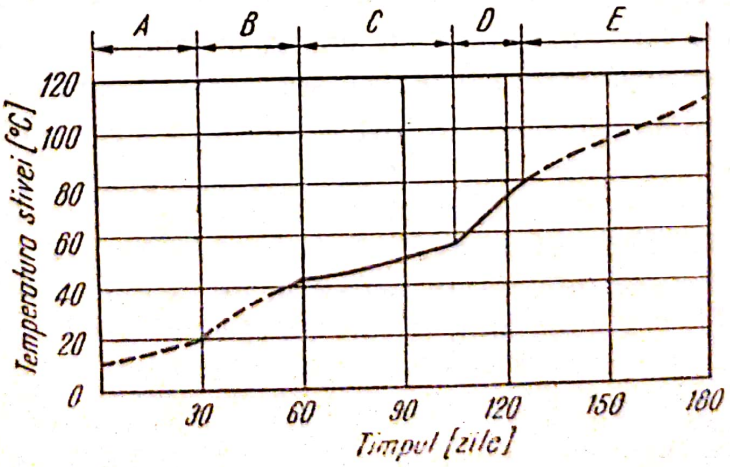


Fig. 2.28. Evoluția fenomenului de autoaprindere într-o stivă de cărbune.

Scanned with OKEN Scanner

de oxidare și de descompuneri a unor materii organice. Fenomenul se continuă în perioada C definită ca perioadă de trecere de la autoîncălzire la autoaprindere, reacțiile intensificîndu-se cu creșterea temperaturii. Autoaprinderea activă are loc la depășirea temperaturii stivelor de 60—75°C, ceea ce corespunde perioadei *D* din diagramă. După aceasta, continuă arderea mocnită (perioada *E*). Fenomenul se produce cu precădere în mase mari de cărbune și esteinfluențat de înălțimea stivei și de prezența unor corpuri străine organice (lemn, hîrtie, resturi vegetale) și anorganice (cărămizi, compuși cu oxid de fier) [2.13].

Pentru reducerea pierderilor de combustibil în depozit, sînt de luat următoarele măsuri :

— Depozitarea trebuie să se facă pe un teren special amenajat, curățat de vegetație, acoperit cu un strat de piatră spartă sau zgură ciclindrată, la depozite mici chiar betonat. Patul va asigura o suprafață drenantă de apă și va fi prevăzut cu pante de scurgere, canale și puțuri de colectare a apei. În orice caz, depozitul este util să fie înconjurat de un șanț de colectare a apelor de ploaie.

— Formarea stivelor trebuie să urmărească o compactare maximă a cărbunilor, reducîndu-se suprafața de contact a particulelor cu aerul și formarea de canale prin care să circule aerul în stivă. Pentru o bună compactare, formarea stivei se face în straturi succesive de cel mult 50 cm înălțime. Fiecare strat se va tasa cu ajutorul buldozerelor pe șenile sau pneuri respectiv după caz cu valțuri.

— Stivele se vor realiza cu cărbuni de aceeași calitate și preferabil aceeași vechime și granulație. La centralele electrice care folosesc cărbune pulverizat, este preferabil ca stivele să se facă cu cărbune concasat. Ele trebuie să aibă o formă geometrică regulată și se amplasează la cel puțin 10 m de surse de căldură.

— Pe suprafața superioară a stivelor se va realiza o pantă de scurgere a apei iar după caz, la partea de sus și pe taluzuri se vor realiza șanțuri de drenare a apei. Pentru stivele destinate unei conservări îndelungate, de exemplu peste șase luni, suprafața cărbunelui se poate etanșa în mod special și stropi cu lapte de var, ceea ce pe lîngă etanșare reduce absorbția radiației solare.

Rezultate deosebit de bune au fost obținute la stocarea lignitului în țara noastră, prin acoperirea cărbunelui sensibil la autoaprindere cu un strat etanș de 10—20 mm, format dintr-o pastă de bitum topit, amestecat cu cărbune mărunt, întinsă continuu și omogen. Stratul de etanșare poate fi refolosit, decopertîndu-se înainte de consumarea stivei de cărbune. În cazul depozitării pe durate limitate, sub două luni, stivele de cărbuni sensibili la autoaprindere se pot acoperi cu un strat de 30—40 cm cocs mărunt sau cărbune vechi mărunt.

Normele de protecție contra incendiilor și instrucțiunile tehnice de depozitare a cărbunelui elaborate de Ministerul Energiei Electrice precizează înălțimea maximă a stivelor din depozitele de capacitate redusă (sub 10 000 t), realizate fără mijloace speciale de compactare.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru depozitele acoperite cu şoproane, această înălţime este de 2 m la cărbune brun nesortat, brichete şi lignit mărunt şi 3,5 m la huile. La depozitarea în stive descoperite înălţimea este cuprinsă între 2,5 şi 6 m.

Pentru depozitele cu capacitate mai mare decît 10 000 t, realizate în straturi compacte cu mijloace mecanizate, înălţimea stivelor nu se limitează. Ea este definită de posibilităţile utilajelor şi de condiţiile locale.

Pentru a evita pierderea de combustibil prin autoaprindere, temperatura cărbunelui din stivă se supraveghează prin sonde termometrice. Acestea sînt constituite din ţevi cu diametrul 25—45 mm, îngropate pînă la fundul depozitului, cîte o ţeavă pentru cel mult 25 m^2 de suprafaţă şi la o depărtare de un metru de taluz. Ţeava nu trebuie să permită circulaţia aerului, motiv pentru care capătul inferior va fi închis cu un capac sudat. Capătul superior va depăşi cu circa 30 cm suprafaţa stivei şi va fi păstrat înfundat cu un dop.

Controlul temperaturii trebuie să se facă cel puţin săptămînal, iar dacă temperatura este cuprinsă între 40 şi 60°C, zilnic. Dacă viteza de creştere a temperaturii depăşeşte două grade pe zi, se impune urmărirea punctului în cauză la interval de 12 h. Măsurarea temperaturii se face la doi metri sub nivelul stivei şi apoi la intervale de adîncime din 2 în 2 m. Dacă temperatura unei zone creşte peste limita de 60°C, cărbunele trebuie consumat imediat. Dacă totuşi sînt zone în depozit de unde cărbunele nu poate fi consumat imediat, părţile afectate trebuie desfăcute, împrăştiate pentru răcire şi în orice caz izolate de restul depozitului.

În cazul unor cărbuni anormal de umezi, s-a încercat şi ameliorarea combustibilului prin uscare parţială în stivă cu ajutorul unei autoaprinderi controlate. În acest caz stiva are tunele de aer la baza sa, deschiderea sau blocarea circulaţiei aerului efectuîndu-se în funcţie de evoluţia temperaturii din stivă. Operaţia poate avea un efect de ansamblu pozitiv numai de la caz la caz şi numai în funcţie de urmărirea foarte atentă a comportării stivei.

Pentru ca să se evite degradarea cărbunelui prin umidificare în timpul sezonului ploios este important modul de exploatare al depozitului. Stivele trebuie consumate pe tranşe pe toată înălţimea lor, descoperind cu ajutorul dispozitivelor de preluare a cărbunelui suprafeţe cît mai reduse. Din acest punct de vedere, se pretează cel mai bine folosirea de excavatoare cu cupe rotative pentru extragerea cărbunelui din depozit.

Desfacerea stivei în adîncime şi expunerea la ploaie a unor suprafeţe neamenajate de cărbune răscolit cît mai reduse este cel mai greu de realizat în cazul depozitelor formate cu ajutorul utilajelor terasiere autonome, buldozere şi screpere pe roţi. În acest caz, organizarea modului de acţionare şi circulaţia utilajelor pe stivele de cărbuni este de mare importanţă. Reducerea consumului de carburant la utilajele depozitelor acţionate cu motoare cu ardere internă este şi ea dependentă de buna organizare a traseului de lucru al acestora. Consumul de mers în gol al motoarelor Diesel folosite este ridicat, iar

Scanned with OKEN Scanner

Pentru depozitele acoperite cu șoproane, această înălțime este de 2 m la cărbune brun nesortat, brichete și lignit mărunt și 3,5 m la huile. La depozitarea în stive descoperite înălțimea este cuprinsă între 2,5 și 6 m.

Pentru depozitele cu capacitate mai mare decît 10 000 t, realizate în straturi compacte cu mijloace mecanizate, înălțimea stivelor nu se limitează. Ea este definită de posibilitățile utilajelor și de condițiile locale.

Pentru a evita pierderea de combustibil prin autoaprindere, temperatura cărbunelui din stivă se supraveghează prin sonde termometrice. Acestea sînt constituite din țevi cu diametrul 25—45 mm, îngropate pînă la fundul depozitului, cîte o țeavă pentru cel mult 25 m^2 de suprafață și la o depărtare de un metru de taluz. Țeava nu trebuie să permită circulația aerului, motiv pentru care capătul inferior va fi închis cu un capac sudat. Capătul superior va depăși cu circa 30 cm suprafața stivei și va fi păstrat înfundat cu un dop.

Controlul temperaturii trebuie să se facă cel puțin săptămînal, iar dacă temperatura este cuprinsă între 40 și 60°C, zilnic. Dacă viteza de creștere a temperaturii depășește două grade pe zi, se impune urmărirea punctului în cauză la interval de 12 h. Măsurarea temperaturii se face la doi metri sub nivelul stivei și apoi la intervale de adîncime din 2 în 2 m. Dacă temperatura unei zone crește peste limita de 60°C, cărbunele trebuie consumat imediat. Dacă totuși sînt zone în depozit de unde cărbunele nu poate fi consumat imediat, părțile afectate trebuie desfăcute, împrăștiate pentru răcire și în orice caz izolate de restul depozitului.

În cazul unor cărbuni anormal de umezi, s-a încercat și ameliorarea combustibilului prin uscare parțială în stivă cu ajutorul unei autoaprinderi controlate. În acest caz stiva are tunele de aer la baza sa, deschiderea sau blocarea circulației aerului efectuîndu-se în funcție de evoluția temperaturii din stivă. Operația poate avea un efect de ansamblu pozitiv numai de la caz la caz și numai în funcție de urmărirea foarte atentă a comportării stivei.

Pentru ca să se evite degradarea cărbunelui prin umidificare în timpul sezonului ploios este important modul de exploatare al depozitului. Stivele trebuie consumate pe tranșe pe toată înălțimea lor, descoperind cu ajutorul dispozitivelor de preluare a cărbunelui suprafețe cît mai reduse. Din acest punct de vedere, se pretează cel mai bine folosirea de excavatoare cu cupe rotative pentru extragerea cărbunelui din depozit.

Desfacerea stivei în adîncime și expunerea la ploaie a unor suprafețe neamenajate de cărbune răscolit cît mai reduse este cel mai greu de realizat în cazul depozitelor formate cu ajutorul utilajelor terasiere autonome, buldozere și screpere pe roți. În acest caz, organizarea modului de acționare și circulația utilajelor pe stivele de cărbuni este de mare importanță. Reducerea consumului de carburant la utilajele depozitelor acționate cu motoare cu ardere internă este și ea dependentă de buna organizare a traseului de lucru al acestora. Consumul de mers în gol al motoarelor Diesel folosite este ridicat, iar

Scanned with OKEN Scanner

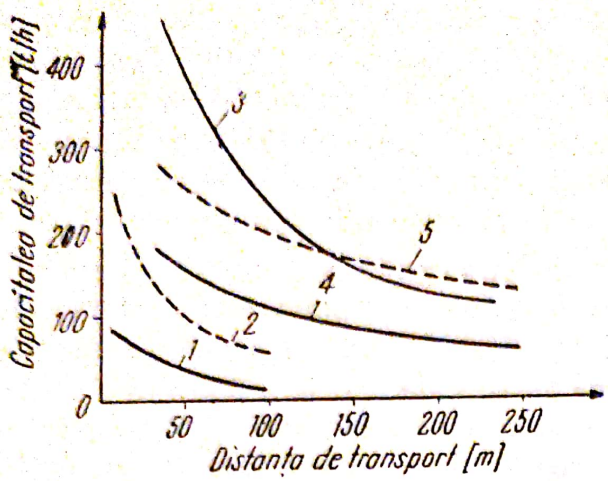


Fig. 2.29. Capacitățile de transport a diferitelor utilaje mobile :

1 — buldozer KD 45 ; *2* — buldozer 120 CP ; *3* — buldozer Michigan 250 CP ; *4* — Screper pe roți cu volum de 3 m³ ; *5* — screper pe roți cu volum de 5 m³.

la circulația utilajului în cursa moartă se consumă circa 60—70% din cantitatea de carburant necesară cursei active.

În optimizarea organizării exploatării unui depozit de cărbune sînt de luat următoarele măsuri :

— Reducerea distanțelor de circulație a utilajelor mobile. Aceasta depinde în primul rînd de dimensiunea și de forma depozitului, dar și de programarea consumării cărbunelui. Stivele destinate depozitării îndelungate vor fi formate la distanțele cele mai mari de gurile de preluare a cărbunelui.

— Menținerea în funcțiune a numărului de buldozere sau screpere mobile strict necesar asigurării debitului de cărbune consumat. În fig. 2.29 sînt redate capacitățile de transport ale diferitelor tipuri de utilaje mobile, la folosirea lor pentru mișcarea cărbunelui în depozit, în funcție de distanța de transport.

— Întreținerea corectă și reparația la timp a motoarelor cu ardere internă ale utilajelor. Economia de carburant realizabilă la folosirea unor elemente de bună calitate în sistemul de injecție a combustibilului (pompe de injecție și injectoare în bună stare) este de ordinul 25—30%. În ceea ce privește sporul de consum de carburant și de ulei al motorului care are segmenții, pistoanele și cilindrii uzați, funcționînd cu presiuni de lucru în cilindru mai mici, cu scăpări de gaze și cu putere limitată, acesta este :

— pentru carburant 20 — 25% ;
— pentru ulei 300 — 500%.

În plus motoarele uzate pornesc greu, mai ales din stare rece iar aceasta impune menținerea lor în funcțiune timp îndelungat în gol, cu consum suplimentar de carburant.

Limitarea consumului de energie electrică în gospodăria de cărbune este posibilă în principal prin rațională exploatare a tuturor componentelor care servesc la concasarea, transportul și stocarea cărbunelui. Toate aceste instalații au consumuri importante de mers în gol, cuprinse între 20 și 70% din

Scanned with OKEN Scanner

energia consumată în cazul încărcării la capacitatea nominală de transport. Aceasta impune ca în exploatare, deși întreg traseul combustibilului este de regulă dimensionat cu două fire de transport, fiecare cu capacitatea de 100%, să se funcționeze efectiv cu un singur fir și acesta numai pe durata strict necesară.

Consumul de energie electrică al unei gospodării de combustibil solid este constituit în principal din consumul pentru benzile de transport, pentru instalațiile de concasare și pentru instalațiile de preluare a cărbunelui din stivele stației de descărcare și din depozit. Consumul este deci dependent de debitul de cărbune transportat și de schema gospodăriei de combustibil.

Pentru transportul cărbunelui pe orizontală și pe plan înclinat pînă la unghiuri de 18 grade, sînt generalizate pentru toate debitele benzile de transport din cauciuc. Acestea conduc la consumuri minime de energie și au o siguranță mulțumitoare în exploatare, respectiv o uzură și o întreținere moderată. Elevatoare cu cupe se folosesc numai pentru ridicarea pe verticală a cărbunelui la debite reduse, corespunzător cazanelor mici din centralele termice.

Puterea electrică P_e consumată de o bandă de cauciuc este dată de expresia

$$P_e = \frac{P_1 + P_2 + P_3 + \dots P_6}{\eta_r \cdot \eta_{me}} \quad [\text{kW}], \tag{2.38}$$

în care : P_1 este puterea consumată la mers în gol, proporțională cu lungimea benzii, cu viteza de deplasare și cu un coeficient de rezistență, dependent de frecarea rolelor purtătoare ale benzii ;

P_2 — puterea pentru transportul pe orizontală a materialului ;

P_3 — puterea pentru deplasarea pe verticală, la diferența de nivel H a debitului de material B ;

P_4 — puterea consumată la frecarea între banda de transport și ghidajele laterale ale jgheabului de descărcare ;

P_5 — puterea consumată prin frecare de curățitoarele de bandă ;

P_6 — puterea consumată de sistemul de descărcare a cărbunelui de pe banda de cauciuc (plug sau descărcător cu două tambure) ;

η_r — randamentul reductorului de turație ;

η_{me} — randamentul motorului electric.

Componentele de putere P_1, P_4, P_5 și P_6 sînt independente de debitul transportat, reprezentînd consumul de mers în gol. În tabelul 2.10 sînt indicate puterile necesare pentru o bandă de transport cu lungimea de 100 m, în poziție orizontală sau cu o înclinare de 17 grade, funcționînd cu viteza de 1 m/s. Se constată valoarea importantă a consumului de mers în gol a acestei instalații și cota mare pe care o reprezintă și puterea necesară ridicării combustibilului (P_3).

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.10

Puteri consumate de o bandă de transport din cauciuc, cu lungime 100 m, la viteze de 1 m/s, cu traseu orizontal și înclinat cu 17 grade

Denumirea	Puterea consumată					
Lățimea benzii, mm	500	650	800	1 000	1 200	1 400
Frecări la mersul în gol, P_1, kW	2,4	3	3,9	5,25	6,375	7,5
Ghidaje și curățitori $P_4 + P_5$, kW	1,1	1,5	2,1	3,0	4,0	5,0
Consum total de mers în gol, kW	3,5	4,5	6	8,25	10,37	12,5
Transport material pe bandă orizontală P_2, kW	1,2	2,12	3,32	5,34	7,85	10,83
Ridicarea materialului P_2, kW	4,08	7,30	11,45	18,42	27,05	37,33
Consum total de putere, kW :						
— banda orizontală	4,7	6,62	9,32	13,59	18,22	22,88
— banda înclinată	8,76	13,92	20,77	32,01	45,27	69,65
Cota de consum de mers în gol, % :						
— banda orizontală	74,5	68	64,4	60,70	56,90	54,6
— banda înclinată	40,0	32,3	28,9	25,8	23,0	20,6

Sistemul de alimentare cu combustibil constituie la toate centralele termice și termoelectrice o grupă funcțională comună pentru întreaga sală a cazanelor. Capacitatea de transport este deci dimensionată pentru debitul maxim de cărbune corespunzător etapei finale de dezvoltare, cu exploatarea cazanelor la debitul maxim impus de consumator. Pentru această situație, în conformitate cu practica generalizată la instalațiile de mare capacitate (preluată și în normativele de proiectare din țara noastră), se ia în considerare un sistem cu două linii de alimentare, fiecare pentru 100% din consumul maxim. La instalațiile de cazane de capacitate redusă, sînt întîlnite și sisteme cu o singură linie de benzi, însă dimensionată pentru asigurarea întregului consum zilnic, într-un interval de timp de 12—16 h.

Scanned with OKEN Scanner

De la concepția unui sistem de alimentare cu combustibil solid se poate avea în vedere reducerea consumului de energie electrică prin :

— folosirea stațiilor subterane de descărcare a cărbunelui, de tipul celei folosite la centrala termoelectrică Deva. În felul acesta, se reduce înălțimea de ridicare a cărbunelui care în cazul stațiilor de descărcare cu buncăre subterane, de tip lung, cu fantă, începe de la o cotă de 8—9 m sub nivelul terenului ;

— folosirea unui traseu al cărbunelui cît mai scurt, cu cît mai puține benzi și schimbări de direcție. Fiecare transbordare a cărbunelui de pe o bandă pe alta este prevăzută cu pîlnii și pantaloni de comutare și necesită o înălțime suplimentară de 3—4 m ;

— folosirea de sortatoare eficiente înaintea concasoarelor, pentru a limita debitul de cărbune trecut prin concasor ;

— dimensionarea ghidajelor de la încărcarea cărbunelui pe bandă la lungimea strict necesară, dat fiind că frecarea cu banda este proporțională cu lungimea ghidajului ;

— folosirea sistemelor de preluare a cărbunelui din depozit cu excavatoare cu cupă rotativă, acționate electric și deplasate fie pe linii de cale ferată (depozite cu stive prismatice), fie pe un ax central (depozite de formă circulară). Primele tipuri de utilaje sînt răspîndite în special la centralele cu cărbune inferior din Polonia, R.D.G. și R.F.G., iar la noi în țară sînt prevăzute la centralele termoelectrice de la Deva și de la Turceni, precum și la depozitul tampon al carierei Rovinari, adică la instalații cu capacități de transport depășind 1 000 t/h. Excavatoarele cu braț cu cupă rotativă montate pe un ax central cu posibilitate de rotire a brațului în cerc, în jurul axului, sînt aplicate cu bune rezultate la centralele electrice din Franța ;

— folosirea descărcătoarelor de bandă cu două tambure, în locul celor de tip plug, la benzile cu lățimi peste 800 mm. Primele au un consum de energie mai redus cu 30—40%, față de cele de tip plug ;

— folosirea unor separatoare magnetice cu două intensități ale curentului de magnetizare, prima intensitate, mai redusă este cea de veghe, iar cea de a doua, declanșată de un sesizor auxiliar, în funcție de prezența obiectelor metalice magnetice, intervine numai pe perioada necesară reținerii lor.

— montajul corect și alinierea cît mai perfectă a rolelor purtătoare ale benzilor sînt importante în limitarea frecării strict la frecarea de rostogolire, reducînd astfel consumul de energie.

Calitatea reductoarelor de turație și montajul lor corect contribuie la mărirea randamentului transmisiei de la motoarele electrice la benzile de transport.

În exploatare, micșorarea de energie electrică este realizabilă prin evitarea funcționării în gol sau cu debite reduse a tuturor componentelor instalației.

Scanned with OKEN Scanner

Economia de căldură în exploatarea instalațiilor de combustibil solid este posibilă în principal în următoarele două direcții :

— la căldura consumată pentru dezgheţarea cărbunelui transportat pe timp de iarnă ;

— la căldura necesară încălzirii unor spații tehnologice.

Dacă este necesară încălzirea vagoanelor înghețate, cantitatea de căldură consumată într-o gospodărie de cărbune este foarte importantă și nu aduce nici un efect pozitiv asupra randamentului cazanelor. Această încălzire este posibilă să se realizeze cu următoarele mijloace :

— încălzire directă sau indirectă cu abur în spații închise ;

— încălzire cu apă fierbinte prin stropire ;

— încălzire cu radianți în spații închise sau deschise, folosind ca sursă de energie gazul metan sau energia electrică.

Independent de sistemul folosit pentru încălzire, experiența unităților industriale care au aplicat această soluție este asemănătoare cu privire la eficiența limitată și la consumurile mari de energie. O apreciere a bilanțului de căldură din stația de dezgheţare este redată în tabelul 2.11 [2.14, 2.15]

Tabelul 2.11

Structura bilanţului termic, pentru dezgheţarea unui vagon de cărbune de 30 t încărcat cu cărbune cu umiditate 10%, cu un strat îngheţat de 300 mm, la temperatura de −18°C [2.15]

Denumirea cantității de căldură	Cota, %
Încălzirea cărbunelui la +10°C	25,7
Încălzirea gheţei la 0°C și topirea ei	33,0
Încălzirea apei la +10°C	4,0
Vaporizarea a 10% din apă	23,3
Încălzirea metalului vagonului	15,0

Notă. În bilanţ nu au fost cuprinse pierderile de căldură în mediul înconjurător. În funcție de tipul instalației și de durata încălzirii, acestea pot majora cu 20—40% cantitatea totală de căldură necesară.

Încălzirea vagoanelor este o operație cu randament energetic extrem de scăzut, și conduce la un spor de consum de căldură de 10 000 kJ/t (2 400 kcal/t) pentru cantitatea de cărbune dezgheţat.

În general instalațiile nu sînt capabile să dezgheţe garniturile de vagoane de cale ferată în timpul necesar. Din acest motiv, singura soluție care permite o importantă economie de căldură prin evitarea dezgheţării vagoanelor este organizarea transportului rapid de cărbune. Această soluție este tehnic posi-

Scanned with OKEN Scanner

bilă pentru toți consumatorii importanți care pot primi cărbunele în garnituri complete, organizate sub formă de navete rapide. Durata transportului între cele mai îndepărtate puncte de încărcare și descărcare la centralele electrice din țară este inferioară timpului în care se face înghețarea cărbunelui pe pereții vagonului. Pentru a ajuta descărcarea completă a vagoanelor, este indicat ca, în punctele de încărcare la minele de cărbuni, suprafețele metalice ale vagoanelor care iau temperatura cea mai coborîtă în timpul transportului să fie stropite cu materiale cu punct de îngheț coborît, ca de exemplu, soluție de clorură de calciu sau soluție de var [2.15].

Părțile închise ale gospodăriei de combustibil, constituite din stațiile de concasare, estacadele benzilor de transport se încadrează în categoria clădirilor industriale, în care este necesar să se asigure o temperatură, de +5°C.

Experiența construcțiilor de gospodării de cărbune din țara noastră a arătat că nu este necesară o încălzire a traseelor de benzi, temperatura curelei de cauciuc realizîndu-se datorită degajărilor de căldură prin frecări în timpul funcționării. Similar cu situația gospodăriilor de combustibil lichid prezentată la paragraful 2.2.3 apare indicat să se realizeze o cît mai bună izolare și etanșare a pereților din azbociment din care se execută de obicei închiderea estacadei, precum și etanșarea tuturor ferestrelor. În caz contrar, în perioadele friguroase, benzile trebuie menținute permanent în funcțiune, ceea ce conduce la un consum inutil de energie și la o uzură suplimentară.

2.3. Optimizarea funcționării instalațiilor de răcire

2.3.1. *Încălzirea apei în condensator și debitul de apă de răcire*

Considerînd suprafața condensatorului S și coeficientului de schimb de căldură k și explicitînd relația de bilanț de căldură a condensatorului în funcție de diferența δt între temperatura de condensare t_s și temperatura apei de răcire ieșite din condensator t_{R_2} se obțin relațiile [2.16]:

$$\delta t = \frac{Q_2}{c \cdot D_R \left[e^{\frac{k \cdot S}{c \cdot D_R}} - 1 \right]} = \frac{\Delta t}{e^{\frac{k \cdot S}{c \cdot D_R}} - 1} \quad [\text{grd}], \tag{2.39}$$

$$Q_2 = c \cdot D_R (t_{R_2} - t_{R_1}) = c \cdot D_R \, \Delta t \quad [\text{kW}], \tag{2.40}$$

în care: Q_2 este debitul de căldură evacuat în condensator, în kW;
D_R — debitul de apă de răcire, în kg/s;

Scanned with OKEN Scanner

c — căldura specifică a apei, în kJ/kg·grd ;
t_{R_1} — temperatura apei de răcire, în °C ;
Δt — încălzirea apei de răcire la trecerea prin condensator în grd.

Din capitolul precedent a rezultat variația consumului specific al turbinei în funcție de temperatura de saturație din condensator t_s și deci implicit de factorii de mai sus. Pentru un debit de abur constant, va rezulta deci la cazan o putere la bornele generatorului

$$P_B = f(t_s) = f(t_{R_1} + \delta t + \Delta t) \qquad [kW]. \tag{2.41}$$

Pentru o viteză constantă a apei și aceeași stare a suprafeței țevii, coeficientul de schimb de căldură k, este dependent de temperatura apei, înrăutățindu-se cu scăderea acesteia. În fig. 2.30, este arătată după [1.5] modificarea

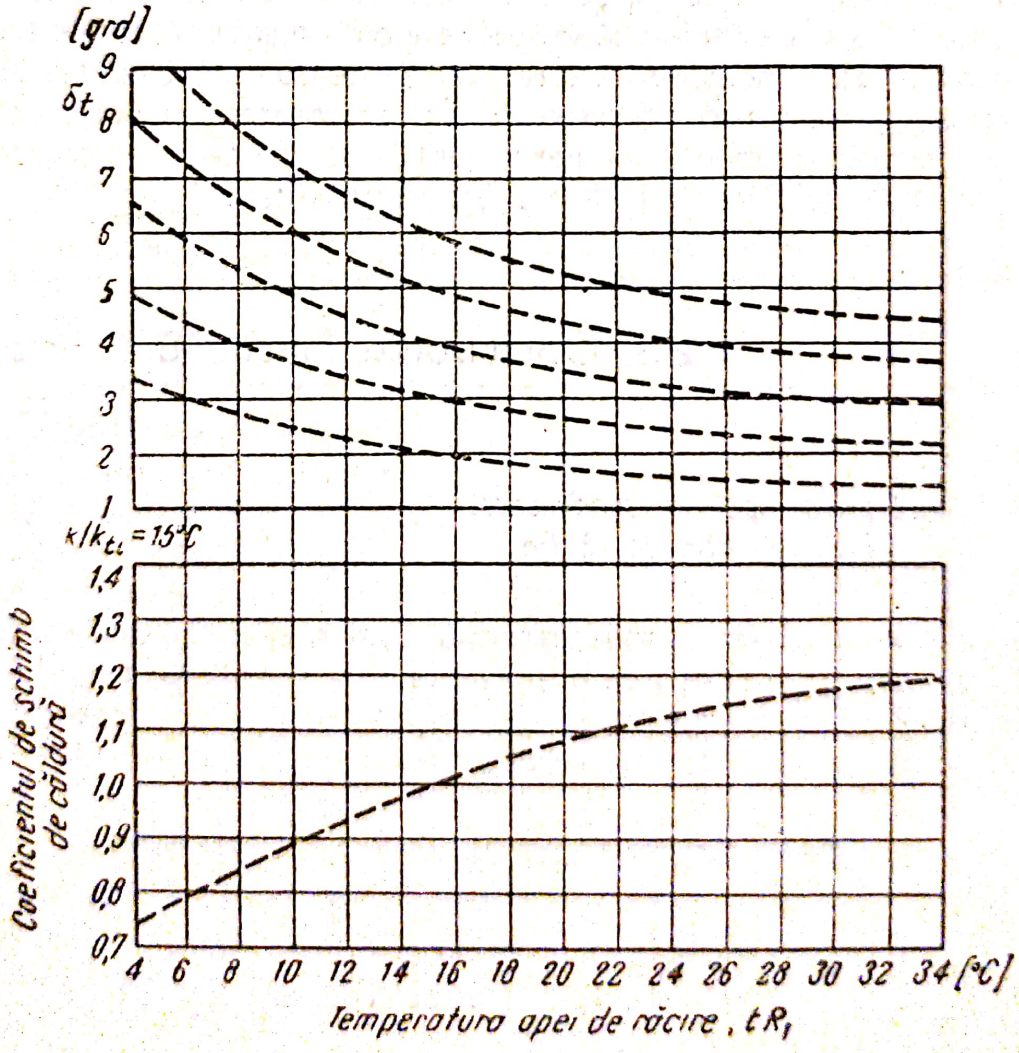


Fig. 2.30. Variația diferenței de temperatură Δt și a coeficientului de schimb de căldură. în funcție de temperatura apei de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

valorii δt la un condensator în care se evacuează un debit constant de căldură Q_2 și modificarea relativă a coeficientului de schimb de căldură, raportat la cel de la temperatura apei $t_{R1} = 15°C$.

După normativele Heat Exchange Institute — New-York, ed. V, reluate de [1.5], coeficientul global de schimb de căldură al condensatorului este proporțional cu rădăcina pătrată a vitezei de circulație a apei de răcire în țevi

$$k = C\sqrt{w}, \tag{2.42}$$

în care : C este o constantă dependentă de temperatură ;
w — viteza de circulație a apei în țevi.

Pentru un condensator construit, modificarea debitului de apă de răcire atrage după sine, la un debit constant de căldură și la temperatura constantă a apei, o variație a ambelor mărimi caracteristice δt și Δt.

Calculele de optimizare constructivă efectuate în condițiile din țara noastră, arată că, în punctul de dimensionare a condensatorului, este indicat să se aleagă o valoare δt cît mai mică posibil, de exemplu 3—3,5 grd.

Pentru toate grupurile cu funcționare în regim de bază, cu durate de utilizare peste 5 000 h/an, sporul de cost al unui condensator dimensionat mai larg este amplu compensat prin economia de combustibil (la actualul preț de cost al combustibilului), realizabilă prin reducerea temperaturii de saturație în condensator, ca efect a unui δt mai redus.

Valoarea debitului de apă de răcire D_r și deci a încălzirii în condensator este de asemenea susceptibilă unei optimizări și depinde în primul rînd de numărul de ore de utilizare ale instalației, de condițiile de cost ale sistemului de răcire și de energia necesară de pompare. În punctul de dimensionare valoarea optimă a lui Δt este azi cuprinsă între 8 grd, la grupurile de condensație cu funcționare în regim de bază din centralele termoelectrice convenționale și centralele nuclearoelectrice, răcite în circuit deschis și 13—13,5 grd, la instalațiile de răcire cu număr redus de ore de utilizare ale centralelor de vîrf și partea de condensație a centralelor de termoficare, răcite în circuit închis, cu investiții mari în turnurile de răcire.

În cele ce urmează se analizează posibilitatea de a optimiza exploatarea unei instalații de răcire realizate, deci a unui condensator cu suprafața S și secțiunea de curgere a apei date. Considerînd un anumit debit de răcire D_{ro}, ca element de comparație și aplicînd apoi alte debite de răcire D_r, se vor obține diferite temperaturi de condensare t_{so} și t_s, pentru aceeași temperatură a apei de răcire $t_{R\cdot1}$ și același debit de căldură intrat în ciclu.

Puterile la borne fiind P_{Bo} și P_B iar consumurile specifice q_0 și q, în kJ/kJ, corecția relativă de consum specific este

$$y = \frac{q}{q_0} = \frac{P_{B0}}{P_B}. \tag{2.43}$$

Scanned with OKEN Scanner

În aceste condiții, bilanțul de căldură este

$$Q_2 = D_r \cdot c \cdot \Delta t = Q_1 - P_B = P_B(q-1) \quad [kW]. \tag{2.44}$$

Raportul încălzirilor devine :

$$\frac{\Delta t}{\Delta t_0} = \frac{D_{r0}}{D_r} \cdot \frac{P_B(q-1)}{P_{B0}(q_0-1)} = \frac{D_{r0}}{D_r \cdot y} \cdot \frac{y \cdot q_0 - 1}{q_0 - 1}. \tag{2.45}$$

În aceleași condiții, ținînd seama de ecuația de schimb de căldură, rezultă proporționalitatea :

$$\frac{k_0}{k} = \sqrt{\frac{w_o}{w}}.$$

Pentru debitul de căldură rezultat în condensator, la diferite temperaturi de condensare, dar la un debit constant de căldură intrat în ciclu (Q_1), ecuația schimbului de căldură este

$$Q_2 = P_B(y \cdot q_0 - 1) = k \cdot S \cdot \Delta t_{med} \quad [kW], \tag{2.47}$$

deci :

$$\frac{Q_2}{P_{B0}} = \text{const} = \frac{k \cdot \Delta t_{med}}{y \cdot q_0 - 1} = \frac{k_0 \, \Delta t_{0\,med}}{q_0 - 1} \; [kJ/kJ], \tag{2.48}$$

$$\frac{\Delta t_{med}}{\Delta \cdot t_{0med}} = \frac{k_0}{k} \cdot \frac{y \cdot q_0 - 1}{q_0 - 1} = \frac{y \cdot q_0 - 1}{q_0 - 1} \cdot \sqrt{\frac{D_{ro}}{D_r}}. \tag{2.49}$$

În final, explicitînd diferența medie logaritmică de temperatură Δt_{med} din condensator, expresia se transformă în :

$$\frac{\delta t + \Delta t}{\delta t} = \left(\frac{\delta t_c + \Delta t_0}{\delta t_0}\right)^{\frac{1}{y}} \sqrt{\frac{D_{ro}}{D_r}} \tag{2.50}$$

Pe baza celor de mai sus se poate defini creșterea puterii la borne ΔP_B, la folosirea debitului D_r în loc de D_{r0}.

Pentru un condensator construit, pomparea apei de răcire consumă o putere P_B egală cu :

$$P_p = \frac{D_r \cdot H}{102 \cdot \eta_p} = \frac{D_r(H_g + H_r)}{102 \cdot \eta_p} \; [kW], \tag{2.51}$$

în care : η_p este randamentul pompei ;

H — înălțimea totală de refulare, în m H_2O constituită din înălțimea geodezică H_g și rezistența hidraulică a condensatorului H, în m H_2O.

Scanned with OKEN Scanner

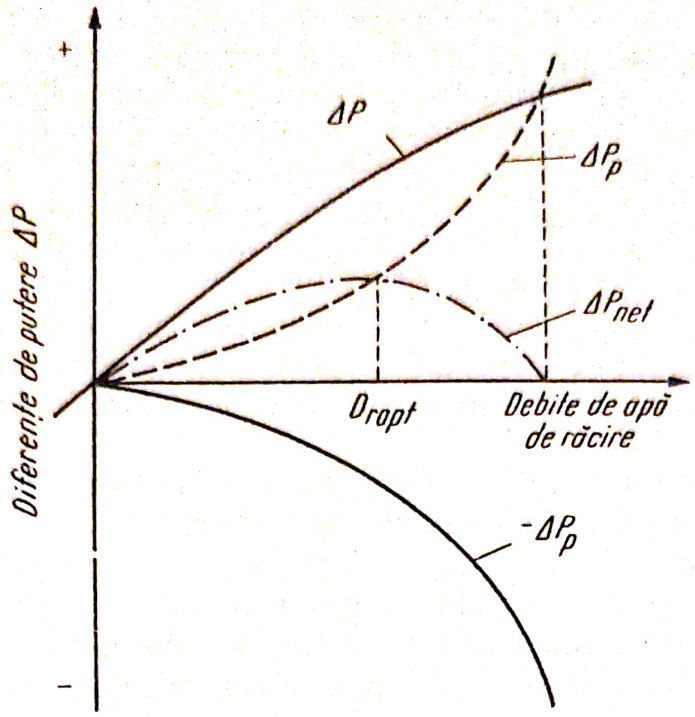


Fig. 2.31. Diferențele de putere la turbină și la pompele de apă de răcire, în funcție de debitul de răcire, pentru o temperatură constantă a apei de răcire.

Este de reținut faptul că înălțimea geodezică depinde de situația circuitului termic și are valori de 0—+1 m ,la răcirea în circuit deschis și de +8—+11 m, la răcirea în circuit închis, cu turnuri de răcire.

Rezistența hidraulică a condensatorului este proporțională cu pătratul vitezei de curgere a apei, deci :

$$H_r = AW^2 \quad \text{și} \quad \frac{H_r}{H_{r0}} = \left(\frac{W}{W_0}\right)^2 = \left(\frac{D_r}{D_{r0}}\right)^2; \tag{2.52}$$

$$\Delta P_p = P_{pr} - P_{pr0}; \tag{2.53}$$

$$\Delta P_p = \frac{(D_r - D_{r0})H_g}{102\eta_p} + \frac{(D_r^3 - D_{r0}^3)H_{r0}}{H_{r0}^2 102\,\eta_p} \quad [\text{kW}]. \tag{2.54}$$

Reprezentarea grafică a diferențelor de putere la turbină și la pompa de apă de răcire este dată în fig. 2.31. Efectul net al celor două diferențe este $\Delta P_{net} = \Delta P_B - \Delta P_p$ și are o valoare optimă pentru un anumit debit de apă de răcire și o anumită încălzire optimă Δt_{opt} a apei în condensator. Debitul este cu atît mai mare cu cît panta curbei variației puterii la borne este mai accentuată. Debite mai mari de răcire și încălziri mai reduse sînt indicate în următoarele situații :

— la turbinele cu secțiuni mari de ieșire spre condensator ;

Scanned with OKEN Scanner

— la temperaturi ridicate ale apei de răcire.

Aplicarea calculelor de mai sus la două turbine de 100 MW cu caracteristici foarte diferite, în cazul răcirii în circuit deschis, este arătată în tabelul 2.12.

Prima turbină corespunde curbei de corecție 2 din fig. 1.11, *b*, iar cea de a doua, curbei de corecție 4, din aceeași figură.

Încălzirea optimă a apei de răcire în condensator trebuie să țină seamă nu numai de variația puterii nete dar și de investițiile și cheltuielile anuale legate de mărirea debitului de apă.

La sarcini parțiale, dacă se funcționează cu un debit constant, pentru același consum de putere la pompe se obține un spor de putere mai mic la turbină. În asemenea situații, apare indicat să se reducă în mod corespunzător debitul de apă de răcire.

Din studii efectuate la noi în țară cît și în străinătate s-a dovedit că funcționarea condensatorului cu încălzirea apei de răcire cu valori Δt constante și cu debite variabile în funcție de debitul de abur condensat este mai avantajoasă decît exploatarea cu debit constant de apă de răcire. Este deci interesant să se prevadă posibilitatea de reglare a debitului pompelor de apă de răcire. Acest reglaj poate deveni rațional al centralele cu condensație de bază care funcționează cu circuite de răcire mixte, cu variații mari de temperatură, dar mai ales la grupurile exploatate în regim de vîrf, precum și la unitățile de termoficare cu grupuri cu condensație și priză reglabilă, a căror părți de condensație funcționează sistematic la sarcini parțiale sau chiar cu debitul minim de abur [1.6].

Toate grupurile de mare putere sînt prevăzute cu cîte două pompe de apă de răcire, fiecare pentru jumătate din debitul total. Construcția de pompe axiale, caracteristică pentru pompele de răcire de debite mari, permite reglarea unghiului paletelor rotorice, modificînd astfel, practic fără pierderi de randament, caracteristica pompei și debitul de apă. Modificarea unghiului paletelor poate fi făcută în anumite cazuri chiar în mers, cu comandă de la distanță, ceea ce permite o ajustare ideală a debitului, în funcție de temperatura apei de răcire și de încărcarea grupului. O asemenea situație este realizată, de exemplu, la blocurile de 200 MW de la centrala termoelectrică Brăila.

În alte cazuri, apare posibilă o reglare în trepte a debitului, prin folosirea de motoare electrice de antrenare cu două turații.

La centralele de termoficare cu mai multe grupuri asemănătoare cu condensație și priză reglabilă, pompele de apă de răcire pot fi prevăzute cu o conductă de legătură între grupuri, pe partea de refulare. Aceasta permite o ajustare în trepte a debitului, menținînd în funcțiune, pe ansamblul centralei, numărul de pompe corespunzător debitului de abur intrat în condensatoare. Se obțin în acest fel încălziri ale apei în condensator cuprinse între 5 și 13 grd, adică în domeniul apropiat de încălzirea optimă, evitîndu-se funcționarea mai ales iarna cu încălziri de ordinul 2,5—3 grd, care sînt complet nerentabile și conduc la risipă de energie de pompare. O asemenea posibilitate de funcțio-

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.12

Variația procentuală a puterii nete la două grupuri de 100 MW, la modificarea debitului de răcire

Parametrii	Turbină cu condensație, cu supraîncălzire intermediară			Turbină cu condensație, cu priză reglabilă, de termoficare urbană		
	SKODA 100 MW			U.R.S.S. T-100-130		
Temperatura apei de răcire $t_{R.1}$, °C	15	20	25	15	20	25
Debitul inițial de răcire, D_{r0}, m³/h	11 500			16 000		
Încălzirea inițială Δt_0, grd	9,6	9,7	9,82	8,5	8,56	8,64
Date pentru creșterea debitului cu 25% ($D_r = 1{,}25\ D_{r0}$)						
Variația temperaturii de condensare Δt_s, grd	−2,5	−2,5	−2,5	−2,3	−2,3	−2,3
Variația puterii la borne, ΔP_B, %	+0,38	+0,90	+1,05	+0,02	+0,38	+0,58
Variația puterii pompei ΔP_p, pentru $H_{r0} = 10$ m, $H_g = 0$, %	−0,40	−0,40	−0,40	−0,58	−0,58	−0,58
Diferența puterii nete, ΔP_{net}, %	−0,02	+0,50	+0,65	−0,56	−0,20	0
Variația puterii, ΔP_p % pentru $H_{r0} = 10$ m, $H_g = 10$ m, %	−0,50	+0,50	−0,50	−0,70	−0,70	−0,70
Diferența puterii nete, ΔP_{net}, %	−0,12	+0,40	+0,55	−0,68	−0,32	−0,12

Scanned with OKEN Scanner

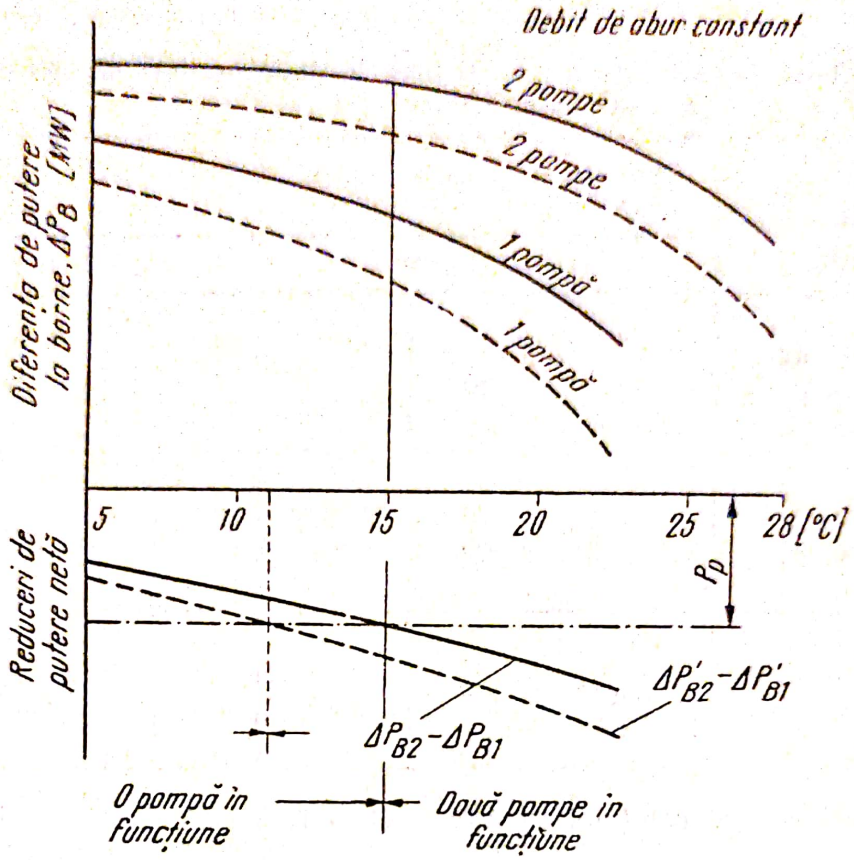


Fig. 2.32. Domeniile de funcționare cu una sau cu două pompe de apă de răcire, pentru un debit de abur constant — plină sarcină :

—— condensator curat ; ——— condensator murdar.

nare în paralel a pompelor de apă de răcire, cu reglaj de debit în trepte este realizată la CET Brazi, etapa I.

La unitățile prevăzute cu instalații de răcire separate pe blocuri, în cazul cel mai dezavantajos, apare posibilitatea de a opri o pompă de răcire la sarcini scăzute ale grupului sau în perioada de iarnă, la temperaturi scăzute ale apei.

Pentru fiecare grup este indicat să se facă în exploatare bilanțuri de putere, din care să rezulte limitele de temperaturi ale apei de răcire și limitele de putere sub care se poate funcționa mai economic cu o singură pompă de răcire.

În fig. 2.32 este redată ca model o diagramă care evidențiază domeniile de temperatură de la care este indicat să se funcționeze cu o singură pompă de răcire și cu două pompe.

Pentru o eficiență cît mai mare, bilanțurile trebuie refăcute pentru diferite stări de curățenie ale condensatorului. Cu cît condensatorul este mai murdar, diferența δt se mărește și debitul de apă de răcire scade, prin mărirea rezistenței hidraulice a țevilor. În aceste condiții, cu cît condensatorul este mai murdar, punctul ce trecere de la funcționarea cu două pompe la cel cu o

Scanned with OKEN Scanner

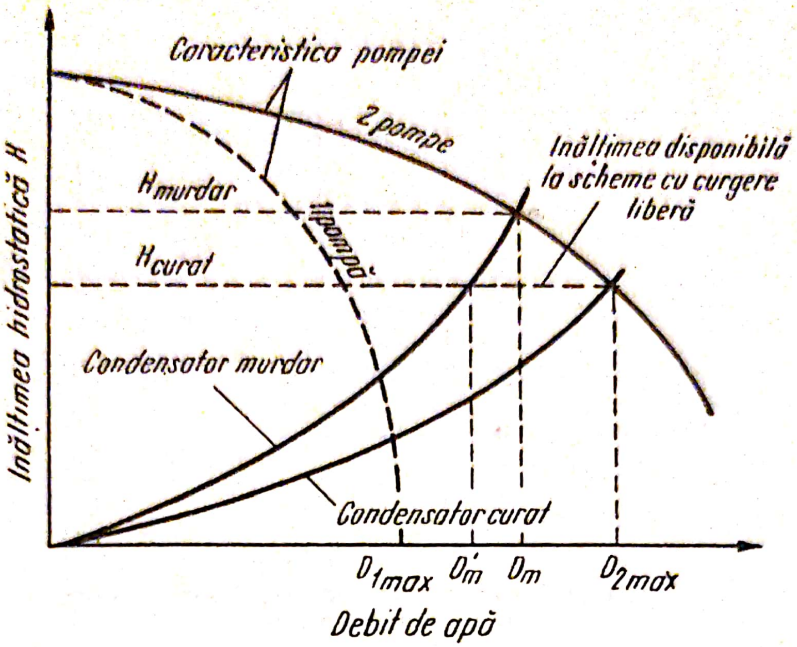


Fig. 2.33. Debitele de apă la funcționarea une pom pe de apă de răcire și a două pompe, în paralel.

pompă se deplasează spre temperaturi mai scăzute ale apei de răcire. În cazul funcționării cu o pompă sau cu două pompe în paralel, debitele de apă de răcire sînt determinate de intersecțiile curbelor caracteristice ale pompelor și ale rețelei. Debitul realizat cu o singură pompă este de obicei de ordinul 70% din debitul ambelor pompe în paralel (fig. 2.33).

2.3.2. Menținerea curățeniei condensatoarelor în exploatare

Cu mici excepții, în cazurile cînd apa de răcire conținînd în suspensie particule abrazive realizează o autocurățire a țevilor condensatorului, în exploatare are loc o depunere de impurități pe pereții țevilor, reducînd coeficientul de schimb de căldură pînă la 50% din valoarea lui la țevi curate. Curățarea manuală, periodică, a condensatorului, nu readuce coeficientul de schimb de căldură la valoarea sa inițială.

Consecința murdăririi condensatorului asupra modificării în timp a coeficientului de schimb de căldură este arătată în fig. 2.34. Cu cît condensatorul este mai mare, curățirea mecanică manuală solicită o manoperă mai importantă și chiar dacă se face pe jumătăți de condensator, limitează pentru un număr mare de ore puterea disponibilă a grupului. Experiența din țara noastră arată că eficacitatea curățirii periodice a depunerilor este redusă și numai la cîteva

Scanned with OKEN Scanner

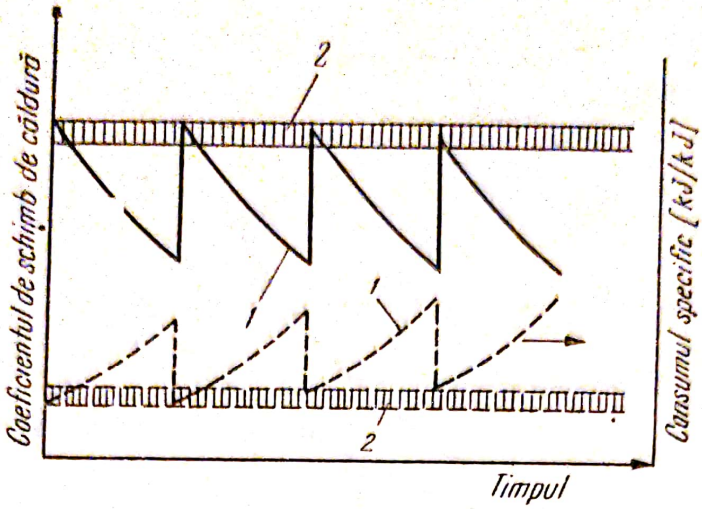


Fig. 2.34. Variația în timp a coeficientului de schimb de căldură :

1 — curățare manuală periodică ; *2* — curățare continuă cu bile.

zile după curățare, diferența t crește rapid de la 5—6 grd la 10—12 grd, ajungînd uneori la valori inadmisibile de 16—18 grd.

Soluționarea acestei situații a fost efectuată în practică prin :

— curățirea mecanică continuă a țevilor cu bile din burete de cauciuc ;

— curățirea mecanică automată a țevilor la perioade foarte scurte ;

— schimbarea direcției de curgere a apei în condensator.

În cazul sistemului de curățare continuă, elementele active sînt bile din burete de cauciuc, cu suprafața exterioară simplă sau acoperită parțial cu un strat abraziv de corindon. Diametrul bilelor trebuie să fie cu cel puțin un milimetru mai mare decît diametrul interior al țevilor astfel încît bila angajată într-o țeavă să se deformeze și să fie împinsă de o forță proporțională cu diferența de presiune între intrarea și ieșirea apei din țevi. Considerînd de exemplu cazul unor țevi de condensator cu diametrul interior de 21 mm și cu o pierdere de presiune de 1,5 m H_2O în interiorul țevii, rezultă o forță de împingere de 5,09 N (0,519 kgf). Această forță este suficientă pentru a desprinde de pe suprafața țevii impuritățile, cu condiția ca aderența lor să fie redusă, ceea ce impune ca frecvența de curățire a fiecărei țevi să fie mare.

Bilele circulă în circuit închis, sînt reținute de site la ieșirea din condensator și reinjectate cu ajutorul unei pompe de recirculare în conductele de intrare în condensator, după cum se poate urmări și în fig. 2.35.

Datorită greutății specifice practic egală cu greutatea specifică a apei, bilele se repartizează omogen în curentul de apă de răcire în ansamblul fasciculului de țevi, iar curățarea acestora se face uniform.

Numărul de bile din circuit este egal cu aproximativ 10% din numărul de țevi. Considerînd o durată a parcursului de 20—30 s, rezultă că în medie, la fiecare cinci minute, o țeavă este parcursă și curățată de o bilă.

Scanned with OKEN Scanner

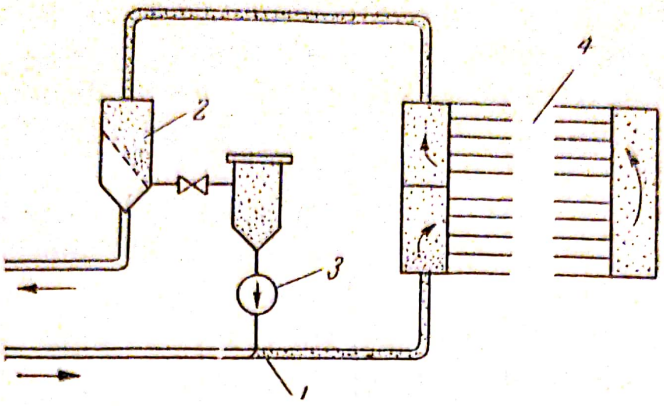


Fig. 2.35. Schema unei instalații de curățire cu bile, tip Taprogge :

1 — dispozitiv de introducere a bilelor ; *2* — sită pentru recuperarea bilelor ; *3* — pompă de recirculare ; *4* — țevile condensatorului.

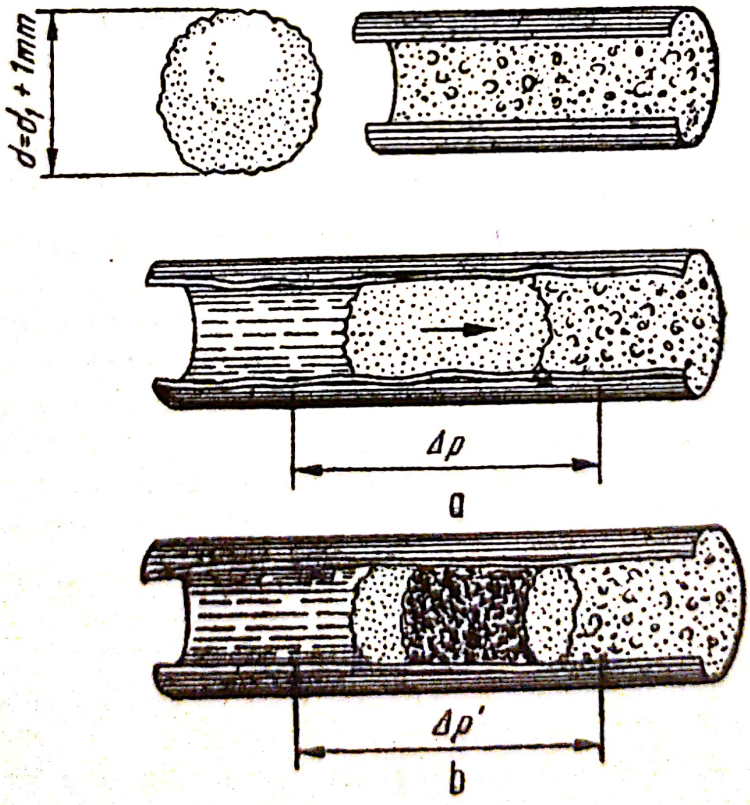


Fig. 2.36. Bilele din burete de cauciuc și trecerea lor prin țevi :

a — bile cu suprafață moale ; *b* — bile parțial acoperite cu strat abraziv.

Bilele suferă o uzură progresivă și devin neeficace în momentul în care diametrul lor este mai redus decît diametrul țevii, ceea ce impune o triere a bilelor uzate. Pentru o țeavă cu diametrul interior 21 mm, durata de viață medie a bilelor este de 400—900 h pentru o supradimensionare a bilei de 1—3 mm, în raport cu diametrul interior al țevii. Cu cît diametrul țevii este mai redus, bilele au o durată de viață mai scăzută, ceea ce face ca sistemul de curățare cu bile tip Taprogge să fie aplicabil numai condensatoarelor cu diametrulinterior al țevilor mai mare ca 16 mm.

Bilele pot avea o suprafață moale sau o suprafață parțial acoperită cu un strat abraziv, după cum se arată în fig. 2.26, *a* și *b*.

Pentru un grup de 200 MW cu presiune nominală în condensator de 0,035 bar și o încălzire a apei în condensator de 8,72 grd, considerînd pentru depunerile pe țevile de răcire o conductivitate termică de 0,71 W/m.grd (0,61 kcal/m.h.grd) efectele datorite prezenței depunerilor sînt prezentate în tabelul 2.13.

În cazul curățării continue cu bile sistem Taprogge în exemplul dat, pierderea de putere datorită consumului suplimentar al pompelor din circuitul de răcire ar fi :

— puterea pompelor pentru recirculația bilelor 6 kW

— puterea suplimentară a pompelor de răcire, datorită rezistenței sitelor de reținere a bilelor $H = 150...200$ mm H_2O, la debitul de $D = 7\,000$ kg/s 14 kW

Totalul puterii : 20 kW

În aceste condiții, chiar dacă se admite un grad de murdărire mediu limitat, corespunzător unei reduceri a coeficientului de schimb de căldură al condensatorului curat cu 20%, ceea ce corespunde situației cu o grosime medie a depunerilor de 0,05 mm și o ridicare medie a diferenței de temperatură δt cu 3 grd, se realizează la o durată de utilizare anuală a puterii instalate de 5 000 h o economie de 1 700 tc.c, valorînd la actualul preț al combustibilului marginal de aproximativ cinci ori mai mult decît cheltuielile anuale totale produse de această investiție suplimentară și de înlocuirea continuă a bilelor uzate.

În cadrul unor încercări de aplicare la noi în țară, sistemul de curățare cu bile a prezentat totuși rezultate neconcludente, care se datoresc următoarelor cauze :

— folosirea intermitentă a sistemului, ceea ce poate bloca bilele datorită unor depuneri mai mari și mai aderente ;

— folosirea de bile necorespunzătoare ca densitate și elasticitate ;

— realizarea bilelor din cauciuc nerezistent la temperatura de lucru și la chimismul apei. Din motivul îmbătrînirii premature a materialului, bilele devin lipicioase și se aglomerează în ciorchini, care blochează o parte din țevile condensatorului ;

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 2.13

Efectul prezenței depunerilor de impurități pe țevile condensatorului unui grup de 200 MW cu supraîncălzire intermediară

Denumirea		Grosimea stratului depunerilor, mm					
		0	0,025	0,050	0,075	0,100	0,125
Coeficientul de schimb de căldură, k	kW/m²·grd (kcal/m²·h·grd)	3,41 (2 930)	3,02 (2 600)	2,73 (2 350)	2,47 (2 120)	2,25 (1 940)	2,08 (1 790)
Diferența medie de temperatură, Δt_{med}, grd		8,27	9,32	10,3	11,4	12,5	13,5
Temperatura de condensare, t_s, °C		26,36	27,41	28,4	29,5	30,8	31,7
Diferența de temperatură, δt, grd.		5,64	6,69	7,68	8,78	9,88	10,98
Reducerea căderii de entalpie, Δi	kJ/kg (kcal/kg)	0 (0)	6,279 (1,5)	13,40 (3,2)	20,1 (4,8)	27,21 (6,5)	34,74 (8,3)
Reducerea puterii la borne, pentru un debit constant de abur, kW		0	700	1 490	2 230	3 020	3 860
Reducerea de putere netă, kW		—20	680	1 470	2 210	3 000	3 840
Consum suplimentar de combustibil convențional*, kg·c.c./h		0	129	347	520	702	898

* — corespunzător unui consum specific de combustibil de 320 g c.c./kWh (randament global 38,4%).

Scanned with OKEN Scanner

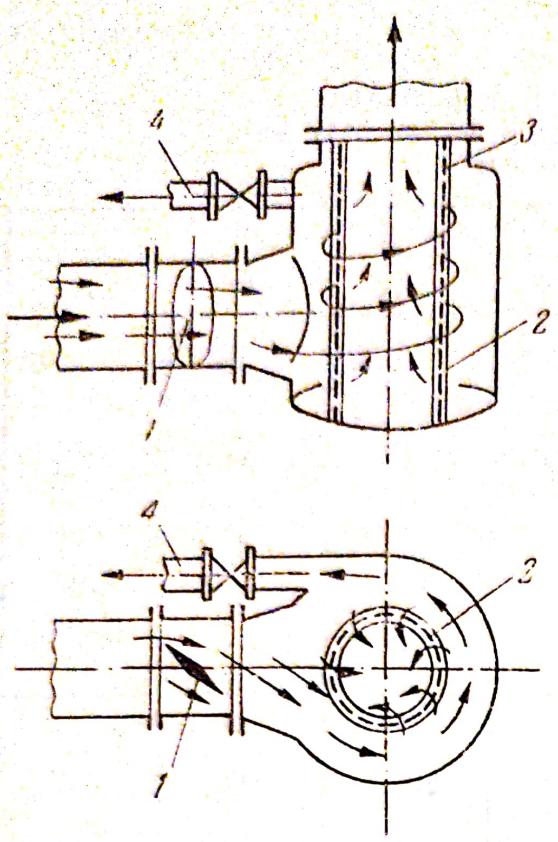


Fig. 2.37. Filtru pentru apa de răcire, asociat unei instalații de curățare cu bile :

1 — paletă directoare fluture, pentru intrarea apei ; *2* — sita filtrantă ; *3* — zona de aglomerare a impurităților ; *4* — conducte și vane de spălare a filtrului în funcționare.

— existența unor impurități în apă care blochează parțial găurile plăcii tubulare la intrare (scoici, peștișori, pietre, fragmente de lemn, metal sau material plastic), împiedicînd trecerea bilelor.

Pentru a evita această situație, înaintea locului de introducere a bilelor se poate monta un filtru cu secțiune mare de curgere și perforații mai mici decît diametrul tuburilor condensatorului (găuri de 6—10 mm). Un model de astfel de filtru este arătat în fig. 2.37. În timpul funcționării, paleta directoare fluture a filtrului este înclinată față de axul conductei și produce o mișcare în spirală a apei în corpul filtrului, antrenînd majoritatea depunerilor reținute către orificiul de spălare. Pentru spălare este necesar un debit de apă de 7—10% din cel principal, pe o durată de maximum 10 min.

Sistemul de curățare periodică automată pe cale mecanică (sistemul MAN) folosește perii din material plastic, montate în dreptul fiecărei țevi a condensatorului. Periile sînt reținute la ambele capete de manșoane, care permit circulația nestingherită a apei. Dispozitivul este arătat în fig. 2.38. Prin inversarea temporară la intervale regulate a sensului de curgere a apei periile sînt împinse de curentul de apă prin țevi. Durata curățării durează sub un minut iar periodicitatea curățirii este de obicei o

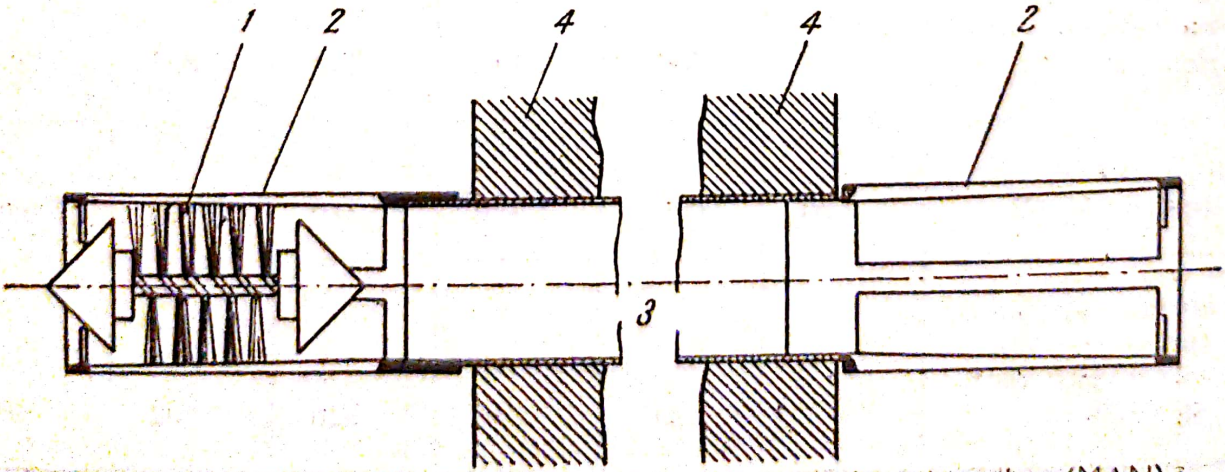


Fig. 2.38. Curățarea mecanică cu perii a țevilor condensatoarelor (MAN) :

1 — perie mobilă ; *2* — manta de reținere a periei la extremitățile țevii ; *3* — țeavă de condensator ; *4* — plăcile tubulare de capăt.

Scanned with OKEN Scanner

dată pe schimb sau chiar mai des. Soluția impune existența unor armături de legătură la condensator duble sau a unor vane cu trei căi și presupune că intrarea și ieșirea apei are loc pe aceeași parte a condensatorului. Soluția este deci aplicabilă numai la condensatoare cu două drumuri de apă. În scurta perioadă a modificării sensului de curgere a apei în condensator are loc o stagnare a circulației și o perturbare temporară a răcirii.

Pentru unele condensatoare, la care aplicarea curățirii mecanice automate nu este realizabilă, se poate obține o ameliorare a coeficientului de schimb de căldură și prin spălarea periodică în sens invers a condensatorului. Sistemul folosit în S.U.A. de firma Westinghouse, la condensatoare de mare capacitate, presupune existența unor armături de comutare la legăturile de apă sau în interiorul camerelor de apă ale condensatorului.

Spălarea în sens invers a țevilor condensatorului acționează numai limitat asupra depunerilor, dar are ca rezultat principal înlăturarea impurităților care obturează intrarea apei în țevi la nivelul plăcii tubulare.

2.3.3. Extragerea aerului, menținerea vidului

Cantitatea de gaze necondensabile pătrunse în condensator depinde în principal de etanșeitatea părții de instalație aflată sub vid. Prezența aerului în condensator are drept consecință mascarea cu gaze necondensabile a unei părți din suprafața țevilor, ceea ce reduce suprafața utilă a condensatorului. Ca efect final, diferența de temperatură δt se mărește, cu creșterea consumului specific al turbinei. În fig. 2.39 este reprezentată presiune de calcul într-un condensator, în funcție de încărcare, comparată cu presiunea reală măsurată la un condensator bine etanșat respectiv la unul funcționînd cu pătrunderi mari de aer.

În asemenea situații, crește și consumul de energie necesar funcționării ejectoarelor sau al pompelor de vid.

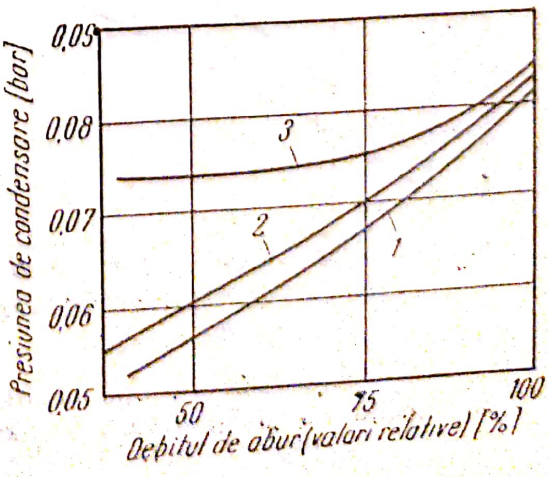


Fig. 2.39. Variația presiunii de condensare cu debitul de abur în condensator :
1 — presiunea de calcul ; *2* — presiunea măsurată la un condensator bine etanșat; *3* — presiunea, în cazul unor pătrunderi mari de aer.

Scanned with OKEN Scanner

Pătrunderile de gaze în condensator au loc în principal ca urmare a următoarelor cauze :

— funcționarea necorespunzătoare a labirinților turbinei și a presgarniturilor de la pompele de condensat ;

— neetanșeitatea presgarniturilor la axul armăturilor lucrînd sub vid. Este de recomandat ca acestea să fie de construcție specială, cu injecție de apă, în sistemul de etanșare ;

— neetanșeitatea flanșelor și închiderilor la condensator, la preîncălzitoarele aflate sub vid și la sistemul de conducte aflat sub vid ;

— neetanșeitatea ventilelor de aerisire și a unor racorduri pentru aparate de măsură ;

— gazele provenite din descompunerea hidrazinei și a unor substanțe dizolvate în apa din cazan.

Debitul de gaze depinde de volumul instalației aflat sub vid și de debitul nominal de abur în condensator și are normal valorile din diagrama din fig. 2.40, *a*.

Evidențierea cantităților de aer se face prin măsurarea directă a debitului de aer extras de ejectoare, prin determinarea conținutului de oxigen în condensatul ce bază, sau prin funcționare cu ejectorul oprit, urmărind reducerea vidului în timp. Variația acestuia în dependență de debitul de aer D_a este arătată în fig. 2.40, *b*.

Reducerea pătrunderilor de aer în condensatoare și în general în sistemele sub vid ale turboagregatelor la sarcini nominale și parțiale are o mare influență asupra economicității funcționării. Astfel, la un grup de 300 MW cu condensație și cu supraîncălzire intermediară, prin reducerea pătrunderilor de aer în

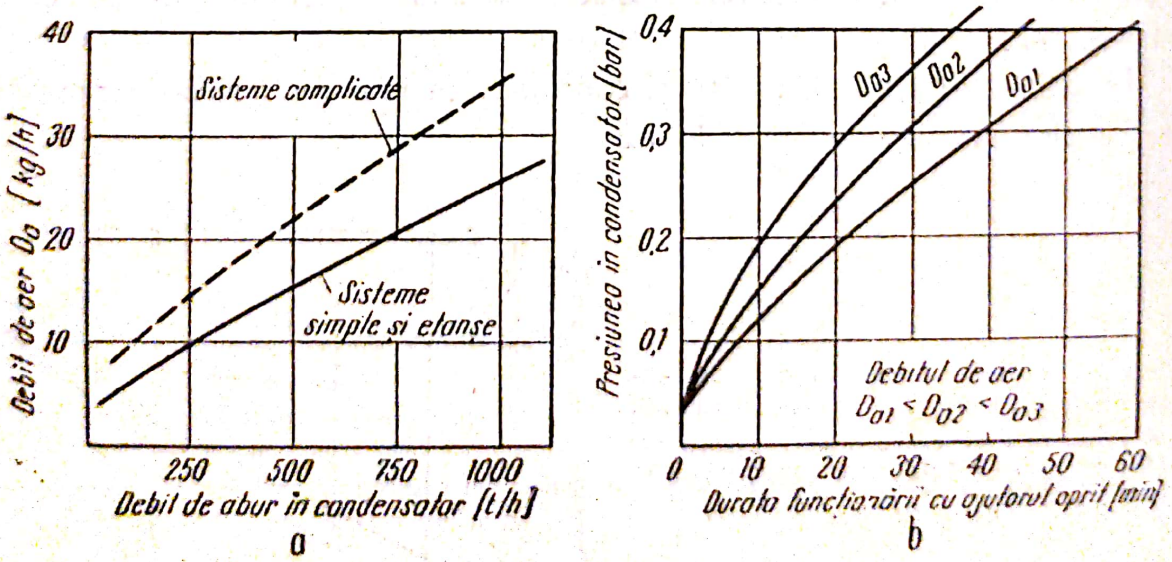


Fig. 2.40. Variația debitului de aer în sistemul de vid :

a — debitul de aer în funcție de debitul maxim de condensat ; *b* — modificarea vidului în timp, la proba de funcționare cu ejectorul oprit.

Scanned with OKEN Scanner

condensator de la 70 kg/h, la 33 kg/h, consumul specific de combustibil a scăzut cu 5 g c.c/kWh.

La măsurările efectuate la un grup de termoficare de 100 MW (tip T-100--130) s-a constatat că, la sarcini de 80—100 MW în regim de termoficare, conținutul de oxigen în condensat era de 150 μg/kg, iar pătrunderile de aer de 50 kg/h, repartizate astfel :

— prin labirinți — 30 k/h ;

— prin preîncălzitorul regenerativ de joasă presiune (sub vid), boilerele de termoficare și răcitorul de abur de la labirinți — 13 kg/h ;

— prin instalația de condensație propriu-zisă — 7 kg/h.

Pentru reducerea pătrunderilor de aer, s-au luat următoarele măsuri :

— s-au determinat prin măsurări presiunile optime ale aburului etanșare introdus în labirinți de (1,5 daN/cm², la colectorul de abur pentru labirinții față și spate ai cilindrului de medie presiune ; 1,1 daN/cm², la labirinții spate ai cilindrului de medie presiune și labirinții față ai cilindrului de joasă presiune ; 1,15 daN/cm² la labirinții spate ai cilindrului de joasă presiune) ;

— s-a determinat presiunea optimă a aburului la ejectorul de extracție a aburului de la labirinți egală cu 1,7 daN/cm² (la creșterea presiunii la ejectorul de extracție cresc mult pătrunderile de aer, iar la scăderea presiunii apar scăpări de abur la labirinți, cu pericol de pătrundere în ulei) ;

— s-a modificat schema de extracție a aerului din preîncălzitorul de joasă presiune, boilerele de bază și răcitorul de abur de la labirinți (fig. 2.41) ;

— s-au eliminat toate neetanșeitățile de la presetupele și flanșele armăturilor sub vid și ale conductelor de legătură. Cu ocazia încercărilor s-a pus în evidență necesitatea instalării de armături speciale pentru funcționarea sub vid cu etanșare cu apă ; la armăturile normale se pierde etanșeitatea la presetupe după prima manevră de închidere-deschidere.

În final, pătrunderile totale de aer au fost reduse la 12—13 kg/h, din care pe la labirinții turbinei 4—5 kg/h.

Pentru reducerea conținutului de oxigen, pe lîngă măsurile sus menționate s-au executat următoarele lucrări :

— etanșarea planurilor de separație la pompele de condensat și a tuturor flanșelor și presetupelor de la armăturile sub vid de pe traseul de aspirație al pompelor de condensat ;

— modificarea evacuării drenajelor de la expandorul de drenaje din limita turbogeneratorului, prin introducerea acestora în rezervorul de puncte joase ;

— modificarea intrării în condensator a returului drenajelor, cu introducerea acestora deasupra nivelului de condensat.

În acest fel conținutul de oxigen în condensatul de bază a fost redus la 60 μg/kg. Reducerea în continuare a conținutului de oxigen se poate realiza prin introducerea dispozitivelor de degazare cu barbotaj la drenajele introduse în condensator.

Scanned with OKEN Scanner

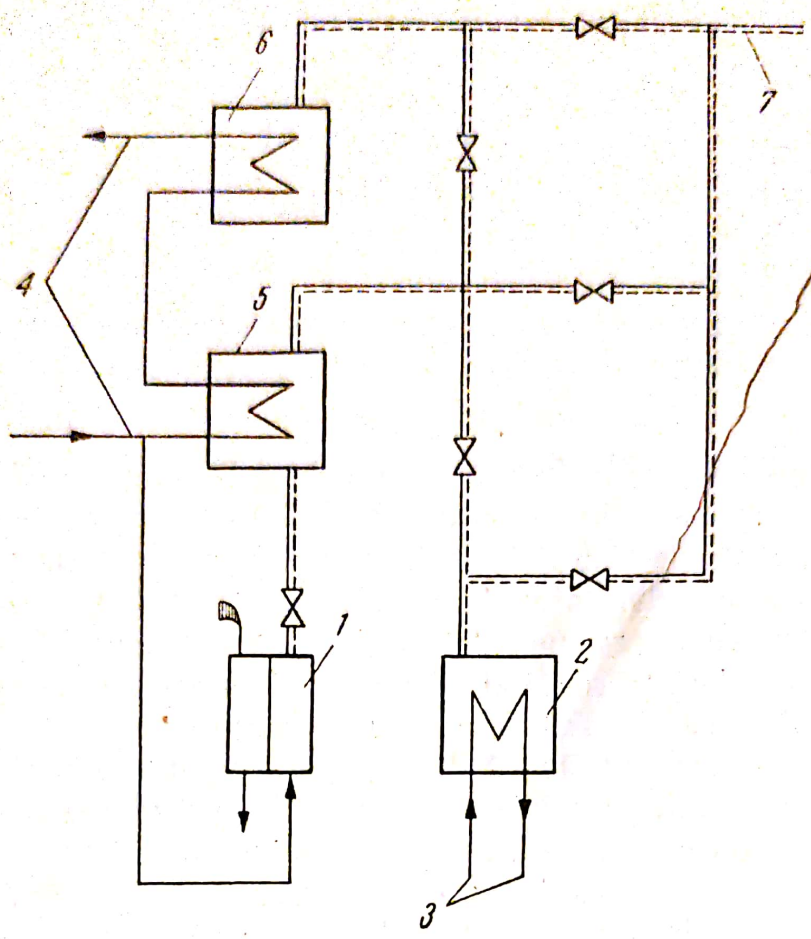


Fig. 2.41. Schema modificată a extracției aerului la turboagregatul T-100-130 :

1 — ejector cu abur tip EP-200-2 ; *2* — boiler de bază ; *3* — conducte de apă de rețea ; *4* — conducte de condensat principal ; *5* — răcitorul de abur de la labirinți ; *6* — preîncălzitorul regenerativ de joasă presiune nr. 1 (PJP-1) ; *7* — conducte de extracție a aerului, racordate la condensatorul turbinei.

Din condensator se extrage un amestec de gaze necondensabile și abur. Raportul dintre cantitatea de gaze și de abur depinde de valoarea presiunii parțiale a aerului p_a în punctul de extracție :

$$p_a + p_d = p_c \text{ [bar]}, \tag{2.55}$$

unde : p_d este presiunea parțială a vaporilor de apă ;
p_c — presiunea de condensare.

Pentru a extrage o cantitate cît mai mică de fluid în amestec este necesar ca extracția aerului să se facă dintr-o zonă unde temperatura țevilor condensatorului este cît mai redusă întrucît presiunea vaporilor de apă p_d depinde de temperatura de saturație în punctul respectiv. În fig. 2.42 este arătată masa de aer și de vapori de apă extrasă din condensator în funcție de subrăcirea din punctul în care se extrage aerul.

Scanned with OKEN Scanner

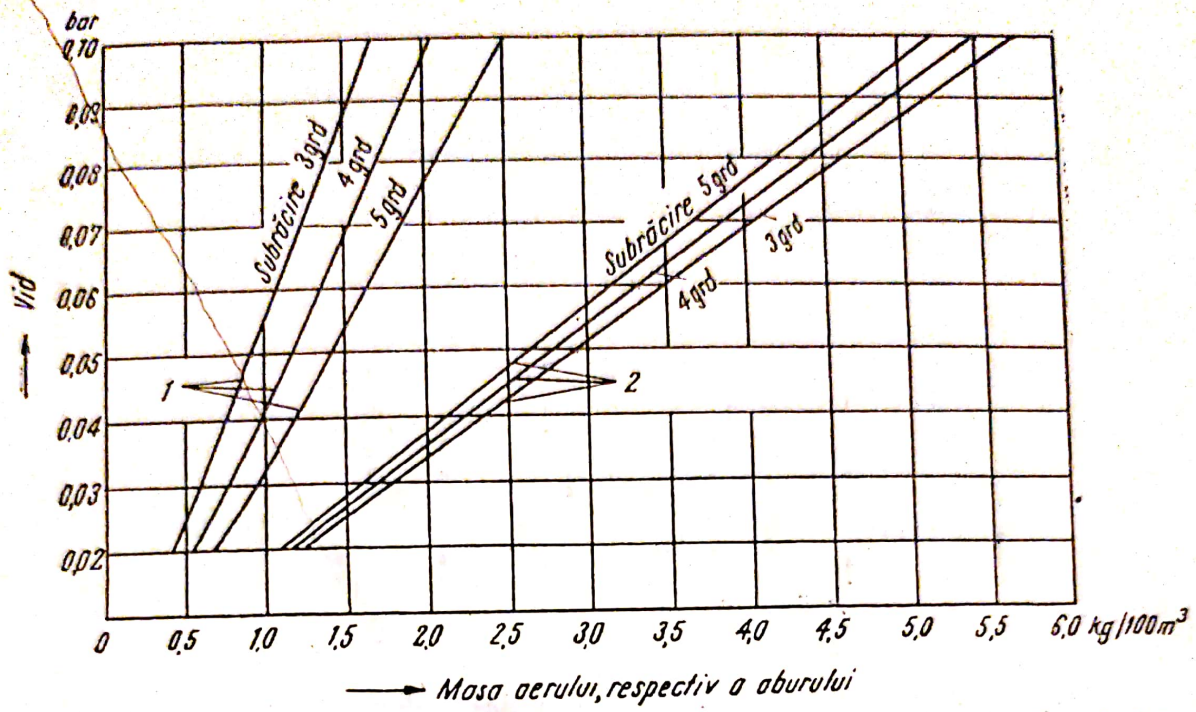


Fig. 2.42. Debitul de aer și de abur extras din condensator în funcție de subrăcire : *1* — debitul de aer ; *2* — debitul de abur.

Instalația de extragere a aerului poate constitui de asemeni o cauză a limitării vidului în condensator.

O privire comparativă asupra diferitelor scheme de racordare a ejectorului este dată în fig. 2.43.

Ejectorul cu abur, deși are un consum mare de energie, datorită unui randament adiabatic de 5—20%, are o funcționare sigură și debitul său are tendința să crească o dată cu scăderea presiunii gazelor aspirate, ceea ce corespunde măririi cantității de aer pătruns prin neetanșeitatea instalației.

La toate sistemele de evacuare a gazelor, în care apa vine în contact direct cu amestecul abur-aer, debitul instalației depinde de temperatura apei (fluid de lucru). Dacă presiunea în condensator este egală cu presiunea de saturație a apei în pompa de vid, presiunea parțială a gazelor necondensabile devine practic nulă și debitul aspirat este zero.

Pentru un randament bun, la toate aceste instalații temperatura apei în circuitul pompei de vid trebuie să fie cît mai scăzută în raport cu temperatura de condensare. Aceste condiții sînt îndeplinite de la sine numai de ejectorul cu apă, care folosește ca fluid de lucru apă din rezervorul de apă rece al pompei de răcire a condensatorului (fig. 2.43, schema *b*).

Ejectorul cu apă are un consum de putere de aproape de trei ori mai redus decît ejectorul cu abur. În schimb, apar pierderi suplimentare în circuitul termic, fiindcă întregul debit de condensat al aburului extras din condensator cu gazele este eliminat în circuitul de răcire, nerecuperîndu-se astfel căldura amestecului de fluide extrase și nici condensatul respectiv.

Scanned with OKEN Scanner

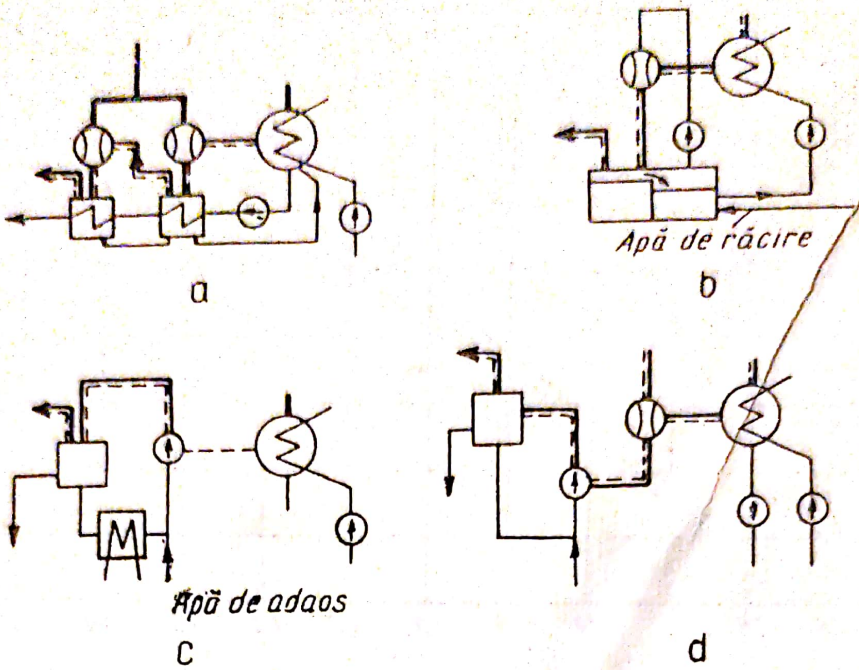


Fig. 2.43. Privire comparativă asupra diferitelor scheme de racordare a ejectorului:

a — cu ejector cu abur cu două trepte — soluție obligatorie la schemele cu circuit direct — (*avantaje :* recuperare integrală a aburului în ciclul de lucru, debit de aer mărit la presiune coborîtă, exclude pericolul de explozie a H_2 cu O_2 produse prin radioliză ; *dezavantaje :* consum de abur, amoniac dizolvat ajunge în condensator mărind pH-ul, randament scăzut la pornire) ; *b* — cu ejector (*avantaje :* consum de energie redus, mediul de lucru are o temperatură mai coborîtă decît condensatul ; *dezavantaje :* pierdere suplimentară de apă în circuit, elemente rotative de supravegheat) ; *c* — cu pompă rotativă (*avantaje :* consum de energie redus, spațiu ocupat redus ; *dezavantaje* : apa în circuit trebuie să fie curată, elemente rotative de supravegheat) ; *d* — cu pompă rotativă combinată cu ejector cu aer (ELMO) — (*avantaje* : consum de energie moderat, debit bun la vid avansat, insensibil la temperatura apei din circuit ; *dezavantaje :* debitul de aer aspirat de pompa de vid mult mărit, elemente rotative de supravegheat).

La instalația de extragere a aerului cu pompe rotative, fluidul de lucru — apa — este circulat în circuit închis și trebuie răcit în mod corespunzător.

Pompa aspiră un debit volumic de amestec constant iar debitul volumic de aer aspirat depinde de temperatura t_w a apei la ieșirea din pompă.

Dacă se cunoaște ca dată constructivă debitul volumic aspirat la temperatura nominală, de exemplu V_{15} pentru $t_{R1} = 15°C$, debitul V_x, la temperatura t_x, va fi :

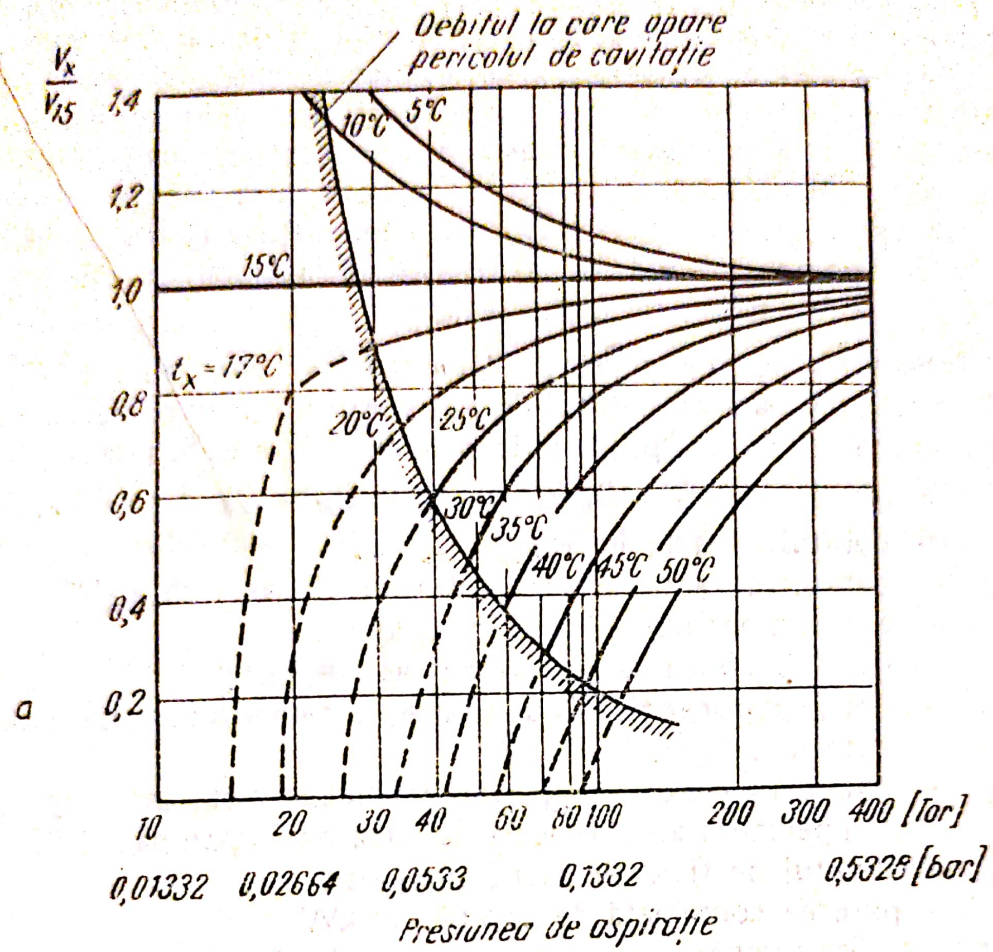
$$V_x = V_{15} \frac{p_c - p_{sx}}{p_c - p_{s15}} \quad [m^3/h], \tag{2.56}$$

unde : p_c este presiunea din condensator, în bar ;

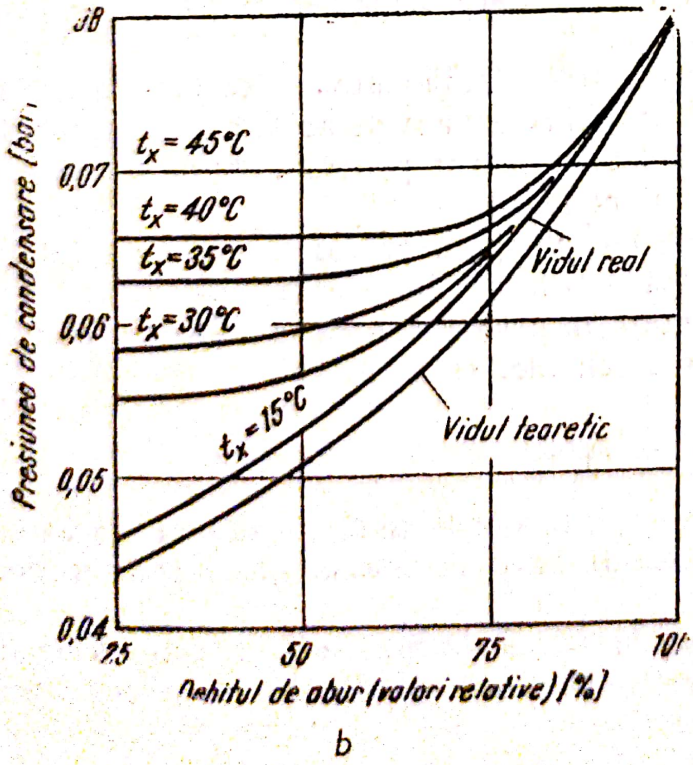
p_{s15} — presiunea de saturație a vaporilor de apă la 15°C, $p_{s15} = 0{,}01704$, în bar ;

p_{sx} — presiunea de saturație a vaporilor de apă la temperatura t_x, în bar.

Scanned with OKEN Scanner



a



b

Fig. 2.44. Influența temperaturii apei din pompă, asupra instalației cu pompă rotativă de vid :

a — variația debitului pompei ; b — influența asupra temperaturii de condensare.

Scanned with OKEN Scanner

În fig. 2.44 este arătată variația debitului volumic al unei pompe rotative de vid precum și presiunea de condensare în funcție de temperatura apei din pompă. Influența acestei temperaturi se resimte în special la sarcini parțiale. Temperatura de condensare scăzînd poate ajunge la nivelul temperaturii apei din pompa de vid. În acest caz, presiunea de condensare nu este dictată de condițiile de schimb de căldură, respectiv de temperatura apei de răcire, ci de condițiile de extragere a aerului, adică de temperatura t_x (fig. 2.44, *b*).

În circuitul pompei de vid, se introduce o cantitate de căldură în unitatea de timp care se poate calcula cu relația

$$Q = D_a \cdot i_a + D_d \cdot i_s + P_p - D_a(1 + u)i_{au} - c(D_d - D_a \cdot u)t_1 \quad [kW]. \quad (2.57)$$

Căldura este preluată de debitul de apă circulînd prin pompă și este disipată parțial în apa de răcire (Q_R) și parțial prin convecție în sala mașinilor (Q_C) :

$$Q = D_p \cdot c(t_x - t_1) = Q_R + Q_C \quad [kW], \quad (2.58)$$

unde : D_a este debitul de aer, în kg/s ;

D_d — debitul de abur asociat debitului de aer, în kg/s ;

i_a — entalpia aerului extras, în kJ/kg ;

i_s — entalpia aburului saturat extras, în kJ/kg ;

u — umiditatea relativă la saturație, la temperatura de evacuare în exterior, t_x ;

i_{au} — entalpia aerului umed evacuat în exterior, în kJ/kg ;

t_1 — temperatura apei de lucru la intrarea în pompă, în °C ;

D_p — debitul de fluid de lucru, în kg/s ;

P_p — puterea consumată de pompă, în kW.

Pentru a realiza temperatura necesară t_x rezultată din condițiile de bilanț, urmează a lua la proiectare și apoi în exploatare următoarele măsuri, de care depinde consumul specific al grupului :

— asigurarea răcirii apei de lucru într-un schimbător de căldură de suprafață, cu ajutorul unui debit de apă cît mai rece : apă de adîncime sau potabilă, apă de răcire a condensatorului, cu debit suficient pentru a obține o creștere de temperatură mică, apă răcită în mod special ;

— introducerea unui debit suficient de apă de adaos rece în circuitul de lucru al pompei, la limită folosind apă rece în circuit deschis. Apa evacuată din circuit poate fi introdusă în condensatorul principal, dacă se folosește apă tratată, corespunzător apei de adaos a schemei termice.

2.3.4. Funcționarea turnurilor de răcire

Din punctul de vedere al sursei reci, turnurile de răcire asigură evacuarea căldurii în mediul înconjurător, în condiții mai puțin avantajoase decît răcirea în circuit deschis, deoarece :

— temperatura apei răcite $t_{R.1}$ în circuit închis este mai ridicată decît temperatura apei rîurilor și ca efect, consumul specific al circuitului termic crește cu 1,5—2,5% ;

Scanned with OKEN Scanner

— apar consumuri suplimentare de energie electrică pentru pomparea apei în turnuri și la turnurile cu tiraj forțat pentru antrenarea ventilatorului. Aceste consumuri reprezintă față de energia produsă la bornele generatorului :

— pentru pompaj
  — unități cu supraîncălzire intermediară 0,38—0,45%
  — unități cu ciclu simplu, $p = 100$ bar 0,50—0,60%
  — unități cu parametri scăzuți și cu abur saturat (CNE) 0,60—0,70%
— pentru ventilatoarele turnurilor 0,5 —0,8 %

Ca în orice schimbător de căldură, temperatura finală $t_{R.1}$ a mediului care cedează căldura, în acest caz apa de răcire, este dependentă de mărimea suprafeței active S, de mărimea coeficientului de schimb de căldură σ și de debitul de fluid răcitor, aerul care circulă prin turn, D_a.

Temperatura $t_{R.1}$ va fi cu δt_t mai ridicată decît limita teoretică a răcirii, temperatura aerului măsurată cu termometrul umed τ_a :

$$t_{R1} = \tau_a + \delta t_t \ [°C], \tag{2.59}$$

$$\delta t_t = f(S,\ \sigma,\ \lambda,\ q) \tag{2.60}$$

unde : λ este raportul între debitul de aer și cel de apă, $\lambda = \frac{D_a}{D_r}$;

q — încărcarea specifică termică a turnului,

$$q = \Delta t_t \cdot \frac{D_r}{S_B} \ [kW/m^2] ;$$

S_B — suprafața bazei turnului.

Coeficientul de schimb de căldură σ și suprafața activă de schimb de căldură sînt influențate direct de calitatea execuției instalației de răcire a turnului, de uniformitatea dimensiunilor între plăcile sistemului de răcire pelicular sau între șipcile sistemului cu picurare și de uniformitatea stropirii apei în turn. Este necesar ca aceste condiții să fie urmărite și corectate în exploatare, prin intervenții asupra sistemului de răcire și prin centrarea jeturilor la ajutajele de distribuție și pulverizare a apei în turn.

Două turnuri cu construcție identică, dar cu diferite stări ale sistemelor de distribuție și de răcire a apei, pot conduce la diferențe de temperatură a apei răcite de peste 3 grd. Pachetele de plăci căzute, deformate, deplasate în raport cu poziția verticală proiectată pot împiedica aerul să circule în mod uniform și apa să se răspîndească pelicular pe întreaga suprafață. În cazul șipcilor, lipsa lor sau deplasarea lor poate permite unei părți din debitul de apă să cadă mai repede în bazin, avînd astfel un timp mai redus de contact cu aerul.

Împrăștierea neuniformă a apei în turn conduce la zone supraîncărcate în debit de apă, unde raportul λ este necorespunzător de mic și răcirea se face numai pînă la temperaturi mai ridicate ale apei și la zone subîncărcate, în care,

Scanned with OKEN Scanner

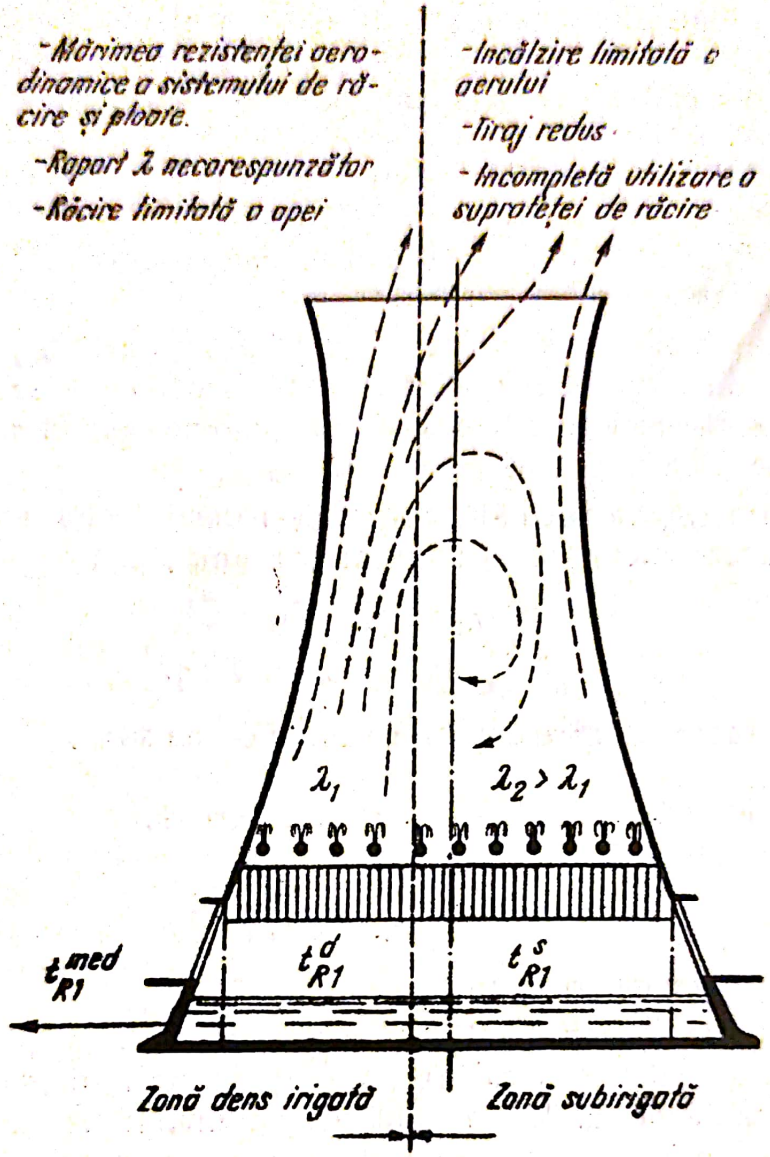


Fig. 2.45. Efectele produse asupra unui turn de răcire de distribuție inegală a circulației apei și aerului

deși apa se răcește la temperaturi mai reduse, coeficientul de schimb de căldură este mai slab. (Coeficientul de schimb de căldură σ crește în general cu mărirea debitului specific de apă).

La un astfel de turn, temperatura medie a apei răcite t_{R1}^{med} este mai ridicată decît la un turn cu distribuție uniformă. În plus, în asemenea situații, la turnurile cu tiraj natural, se vor forma în interiorul coșului de tiraj zone de aer mai cald și zone de aer mai rece, cu densitate mai mare. Ca efect final, se pot naște recirculări interne, care reduc efectul tirajului natural și micșorează defavorabil raportul λ. În fig. 2.45 este arătat efectul produs asupra tirajului de distribuția inegală a apei în sistemul de răcire.

Scanned with OKEN Scanner

Raportul între debitul de aer și cel de apă influențează în mod esențial răcirea [2.17]. La turnurile cu tiraj forțat, acesta este asigurat de debitul volumic al ventilatorului și variază între iarnă și vară numai în raport cu modificarea masei specifice a aerului cu temperatura exterioară. La turnurile cu tiraj natural, acest raport se stabilește datorită tirajului turnului, definit de diferența de greutate între coloana de aer din turn și aerul exterior.

Debitul de aer este cu atît mai mare cu cît :

— înălțimea coșului este mai mare ;

— încălzirea aerului în sistemul de răcire este mai puternică, ceea ce se realizează cu cît intervalul de răcire a apei Δt este mai important și cu cît aerul exterior este mai rece față de temperatura apei (iarnă) ;

— rezistența opusă de traseul aerodinamic al turnului să fie cît mai redusă, întrucît diferența de presiune creeată de această rezistență, care este egală cu tirajul coșului, depinde de pătratul vitezei și deci al volumului de aer.

În timpul iernii, din cauza circulației active a aerului, turnurile cu tiraj natural sînt supuse pericolului de îngheț. Din această cauză, se instalează de obicei la ferestrele de admitere a aerului în turn obloane, care creează o rezistență aerodinamică adițională. Prima măsură de exploatare pentru economia de energie este scoaterea acestor obloane, imediat ce pericolul iminent de îngheț a trecut.

La turnurile cu tiraj forțat, limitarea debitului de aer iarna este posibilă prin :

— oprirea ventilatorului sau oprirea unei părți din ventilatoare la turnurile de răcire cu mai multe ventilatoare. Aceasta are ca urmare o limitare a consumului de energie electrică, însă majorează temperatura apei de răcire iarna, la valori peste cele realizate de turnuri cu tiraj natural ;

— reglarea turației ventilatorului. Un asemenea reglaj este posibil prin interpunerea unei cuple hidraulice între motorul electric și reductorul de turație al ventilatorului, soluție eficientă și posibilă de aplicat numai la ventilatoarele de capacitate foarte mare, cu puteri absorbite de 500—1 000 kW.

În fig. 2.46 sînt arătate comparativ curbele de răcire ale turnurilor de răcire cu tiraj natural și cu tiraj forțat.

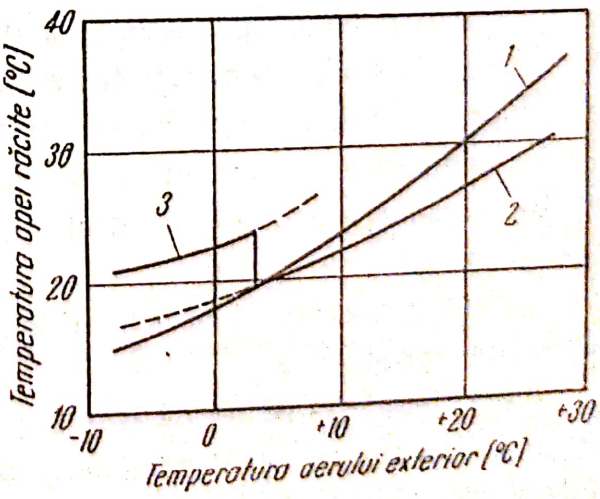


Fig. 2.46. Curbe de răcire pentru un debit de apă și interval de răcire constant :
1 — turn cu tiraj natural ; 2 — turn cu tiraj forțat ; 3 — turn cu tiraj forțat, cu ventilatorul oprit (iarna).

Scanned with OKEN Scanner

În cazul răcirii în circuit mixt, regimul de funcționare al turnurilor de răcire este intermitent iar intervalul său de răcire Δt_t este practic mai redus decît încălzirea apei în condensator :

$$\Delta t_t < \Delta t_c < \Delta t_{riu}. \tag{2.61}$$

Din punctul de vedere al economiei de energie, apare indicat ca debitul de apă recirculat prin turnuri și durata funcționării turnurilor să fie cît mai redusă. Aceasta este însă dictată de următoarele condiții :

— bilanțul debitelor de apă pe rîu în perioade de ape mici ;

— respectarea limitării de temperatură a apei în rîu, în aval de centrala electrică, la valorile impuse de evitarea poluării termice ;

— funcționarea sigură a sistemului de răcire în perioadele de ape mari, care antrenează cantități importante de suspensii.

Opțiunea pentru folosirea turnurilor cu tiraj natural sau cu tiraj forțat este bazată pe rezultatul unui calcul economic. Ea are însă efecte asupra economiei de combustibil posibil de realizat, iar turnurile cu tiraj forțat aduc un ușor avantaj în această privință [1.21 ; 2.16].

Performanțele turnurilor cu tiraj forțat sînt condiționate de buna funcționare a ventilatoarelor și acestea cauzează în general, în exploatare, nerealizarea consumurilor de energie electrică și a temperaturii apei de răcire prevăzute în calcule.

Măsurările efectuate în țara noastră asupra ventilatoarelor cu diametre 4,7 m, de la turnurile de răcire celulare, au arătat următoarele deficiențe posibile :

— calarea necorespunzătoare a unghiului paletelor, ceea ce, similar cu cele arătate anterior la paragraful 2.2.2, modifică caracteristica ventilatorului și reduce debitul de aer, mărind temperatura apei răcite ;

— reducerea randamentului ventilatorului, datorită modificării prin eroziune-coroziune a profilului paletelor sau datorită lipsei de finisaj adecvat al paletei în fabrica furnizoare ;

— vibrații, datorită dezechilibrării, care impun oprirea ventilatorului în momente nepotrivite.

Dacă trebuie să se decidă asupra opririi parțiale a ventilatorului sau asupra reglajului de turație, este necesar să se construiască diagrama de funcționare optimă, bazată pe calculul comparativ al diferenței de putere la bornele generatorului și a puterii consumate de ventilatoare ΔP_v.

La o reducere a puterii ventilatoarelor, prin reglarea turației sau prin oprire parțială, se obține corespunzător unei diferențe ΔP_v o creștere a tem-

Scanned with OKEN Scanner

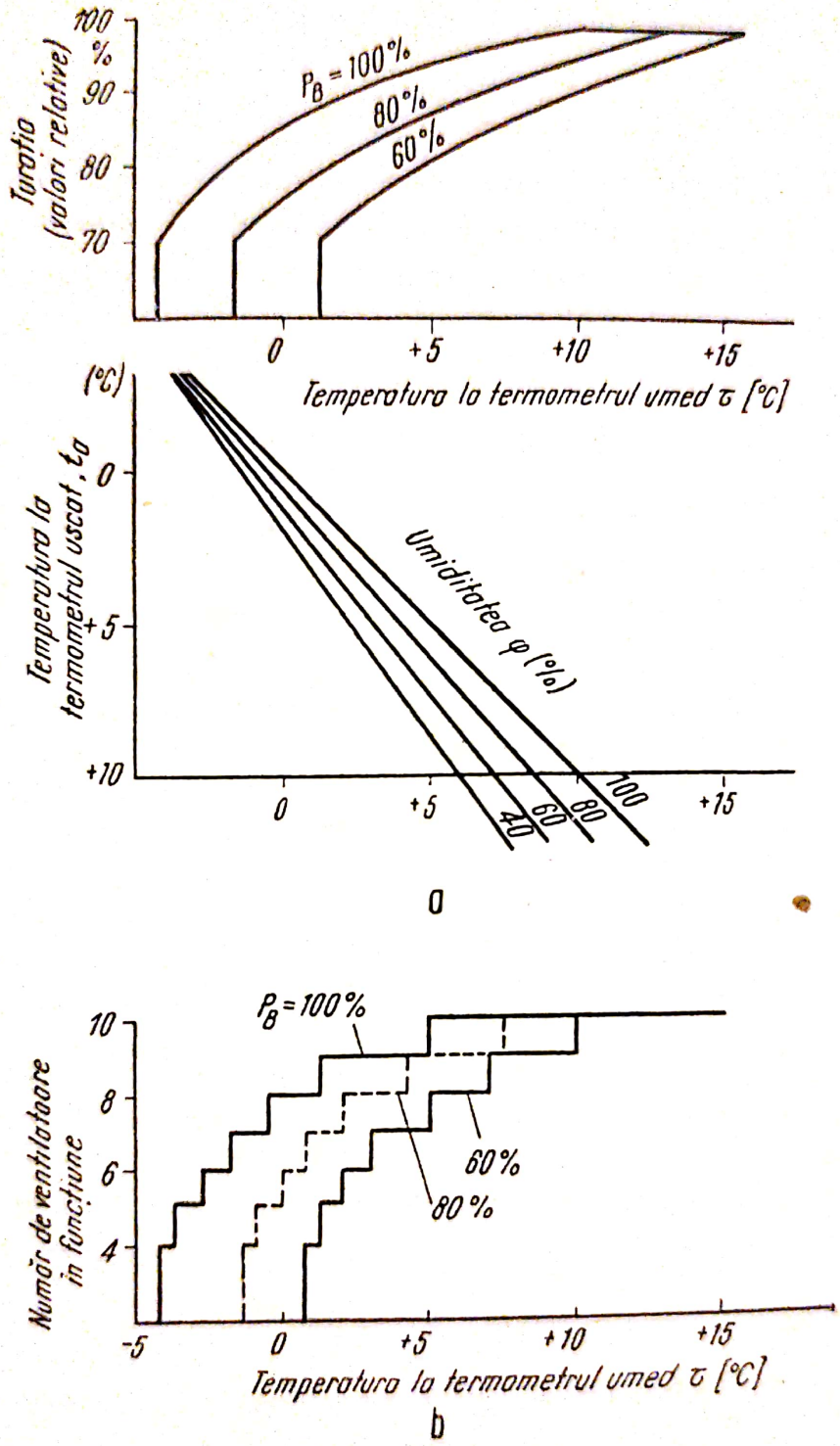


Fig. 2.47. Funcționarea optimă a turnurilor cu tiraj forțat : *a* — cu un ventilator, cu reglaj de turație ; *b* — cu mai multe ventilatoare, cu turație constantă.

Scanned with OKEN Scanner

peraturii apei de răcire cu diferența Δt_r și ca o consecință o micșorare a puterii la borne ΔP_B.

Pentru o funcționare judicioasă este necesar ca :

$$\frac{\Delta P_v}{\Delta t_r} \geqslant \frac{\Delta P_B}{\Delta t_r} . \tag{2.62}$$

Exemple de diagrame de funcționare optimă dependent de temperatura aerului la termometrul umed și de încărcarea grupului, pentru un caz cu turn monoventilator, cu reglaj de turație și pentru un turn cu mai multe ventilatoare, sînt arătate în fig. 2.47, *a* și *b*.

Scanned with OKEN Scanner

CAPITOLUL 3

Economii de combustibil la centralele de termoficare

3.1. Determinarea economiei de combustibil realizată prin utilizarea turbinelor de termoficare

În vederea soluționării diverselor probleme practice de exploatare a CET și pentru aprecierea eficienței diverselor regimuri de funcționare ale instalațiilor de turbine, este necesară întocmirea caracteristicilor energo-economice ale acestora. Ele pun în evidență legăturile între diverși indici tehnologici și permit aprecierea eficienței regimurilor de exploatare ale instalației. Stabilirea acestor caracteristici se face comparîndu-se producerea combinată a energiei electrice și căldurii cu producerea lor separată. Comparația se efectuează pe baza egalității cantităților de căldură și de energie electrică livrate.

În cazul turbinelor cu condensație și prize reglabile, trebuie să se țină seama de debitele de abur ale prizelor regenerative, care depind de debitul de abur viu al turbinei și de cel al prizelor reglabile.

Debitul de abur al prizelor regenerative, amplasate înaintea unei prize reglabile, se determină în funcție de debitul de abur viu intrat în turbină

$$D'_g = \beta'_g D_0 \ [\text{kg/s}], \tag{3.1}$$

iar pentru celelalte prize regenerative se ține seama și de debitul de abur aferent consumului termic al prizei reglabile

$$D''_g = \beta'_g D_0 + \beta''_g D_p \ [\text{kg/s}]. \tag{3.2}$$

Coeficienții β'_g și β''_g se determină pe baza calculului circuitului de preîncălzire regenerativă al grupului respectiv.

Scanned with OKEN Scanner

Folosind aceste relații la calculul debitelor de abur ale prizelor regenerative pentru preîncălzirea apei de alimentare, consumul de căldură al turbinei în regim de termoficare este :

$$Q_{comb} = D_0(i_0 - i_{al}) + \frac{(i_p - i_c)\left(1 + \Sigma \beta_g'' \frac{i_g - i_c}{i_p - i_c}\right)(i_0 - i_{al})\, D_p}{(i_0 - i_c)\left(1 - \Sigma \beta_g' \frac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}\right)} \text{[kW]}. \quad (3.3)$$

În cazul producerii separate, consumul total de căldură este :

$$Q_{sep} = D_0(i_0 - i'_{al}) + D_p(i_p - i_{al}) \text{ [kW]} \quad (3.4)$$

în care : D_p și D_0 reprezintă debitul de abur al prizei reglabile, respectiv debitul de abur intrat în turbină în regim de condensație, în kg/s ;

i_0, i_p — entalpia aburului viu și a aburului prizei reglabile, în kJ/kg ;

i_{al}, i'_{al} — entalpia finală de preîncălzire a apei de alimentare în cazul producerii combinate, respectiv separate în kJ/kg ;

i_c — entalpia aburului intrat în condensator, în kJ/kg ;

i_g — entalpia aburului prizei regenerative, în kJ/kg.

Pentru aceeași sarcină electrică, la funcționare cu priza reglabilă, temperatura finală de preîncălzire a apei de alimentare (t_{al}) este mai mare decît în cazul regimului de condensație (t'_{al}), datorită debitului de abur mai mare care trece prin turbină ; ceea ce determină creșterea presiunii la prizele regenerative :

$$t_{al} = t'_{al} + \Delta t_{al} \text{ [°C]}. \quad (3.5)$$

3.1.1. Turbine cu condensație și o priză reglabilă urbană

3.1.1.1. *Turbine cu o singură treaptă de preîncălzire a apei de rețea*

Cazul I. Comparație între producerea combinată a energiei electrice și a căldurii în CET, cu producerea separată a energiei electrice în regim de condensație în aceleași turbine și producerea căldurii în cazanele CET.

Scanned with OKEN Scanner

În acest caz, economia de căldură realizată se determină cu relația :

$$\Delta Q = Q_{comb} - Q_{sep} = \left[1 - \frac{\frac{i_p - i_c}{i_0 - i_c}\left(1 + \Sigma\, \beta''_g \frac{i_g - i_c}{i_p - i_c}\right)(i_0 - i_{al})}{\left(1 - \Sigma\, \beta'_g \frac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}\right)(i_p - i_{ps})} + \right.$$

$$\left. + \frac{D_0 \cdot \Delta t_{al}}{Q_p} \right] Q_p, \quad [kW] \qquad (3.6)$$

în care : i_{ps} este entalpia condensatului aburului de la priza industrială, la temperatura de saturație corespunzătoare presiunii respective.

Pentru stabilirea legăturii între debitul de abur al turbinei, puterea electrică produsă și economia de căldură realizată, se utilizează ecuația debitului de abur D_0 pentru un regim oarecare :

$$D_0 = \frac{x \cdot d_n P_n + (1 - x) d_n P_n + \frac{i_p - i_c}{i_0 - i_c}\left(1 - \Sigma\, \beta''_g \frac{i_g - i_c}{i_p - i_c}\right) D_p}{1 - \Sigma\, \beta'_g \frac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}} \quad [kg/s] \qquad (3.7)$$

în care : x este coeficientul de mers în gol al turbinei ;

d, d_n — sînt consumurile specifice de abur ale turbinei pentru producerea energiei electrice, la o putere oarecare, și la cea nominală, în kg/kJ ;

P, P_n — puterea electrică produsă de turbina de termoficare, într-un regim oarecare și în cel nominal, în kW.

Dacă în ecuația (3.7), debitul de abur D_p se exprimă în funcție de economia de căldură realizată prin producere combinată, conform relației (3.6), atunci se obține următoarea relație între debitul de abur D_0 și parametrii de regim P și ΔQ

$$D_0 = A + B \cdot P + C \cdot \Delta Q \ [kg/s]. \qquad (3.8)$$

Relațiile de mai sus se utilizează la construirea caracteristicilor energo-economice ale turbinelor cu condensație și prize reglabile.

În cazul turbinelor cu condensație și o priză reglabilă, construirea caracteristicii energo-economice se bazează pe diagrama de regimuri dată de fabrica constructoare, la care se adaugă diagramele economiei de căldură ΔQ, ale economiei de combustibil convențional ΔB, realizată în termoficare față de producerea separată și ale economiei de cheltuieli aferente combustibilului economisit ΔC_b.

Scanned with OKEN Scanner

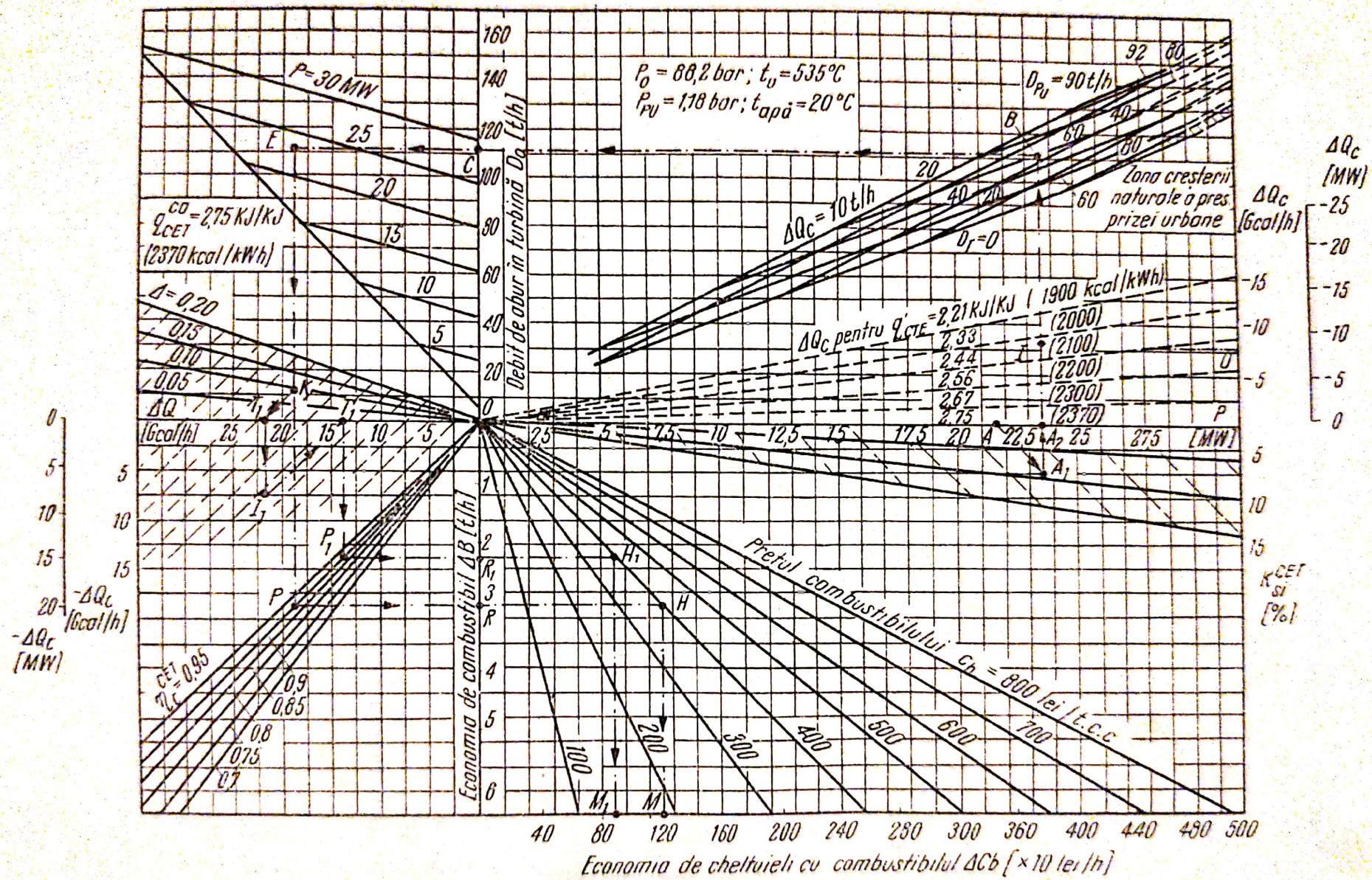


Fig. 3.1. Caracteristica energo-economică a turbinei T-25-90, pentru presiunea la priză de 1,18 bar.

În ecuația (3.8) a caracteristicii energo-economice există trei variabile dependente. Pentru construirea diagramei se consideră pe rînd o serie de valori ale debitului D_0, în funcție de mărimea puterii dezvoltate P, pentru care într-un al doilea cadran al diagramei se trasează, sub forma unui fascicol de linii convergente, legătura între economia de căldură ΔQ astfel obținută, mărimea debitului prizei reglabile D_{p_u} și parametrii aburului la priză, ținînd seama de circuitul regenerativ.

În fig. 3.1 se prezintă caracteristica energo-economică a turbinei T-25-90, de 25 MW, cu parametrii aburului viu de 88,2 bar, 535°C, la presiunea prizei de termoficare urbană $p_{p_u} = 1{,}18$ bar [3.1].

Elementele caracteristice ale diagramei sînt :

— *în cadranul I* (în sens trigonometric) este dată diagrama de regimuri pe baza datelor fabricii constructoare. Ea exprimă legătura $D_0 = f(P, D_{p_u})$;

— *în cadranul II* sînt construite caracteristicile pentru determinarea economiei de căldură ΔQ în funcție de puterea electrică P a turbinei $\Delta Q = f(D_0, P)$.

— *în cadranul III* se determină economia de combustibil ΔB realizată la producerea combinată, față de producerea separată a energiei electrice (în regim de condensație în aceeași turbină) și a căldurii (în cazanele aceleiași CET), în funcție de randamentul cazanelor η_c^{CET} : $\Delta B = f(\Delta Q, \eta_c^{CET})$;

— *în cadranul IV* se citește economia de cheltuieli ΔC_b aferente combustibilului economisit ΔB, în funcție de prețul acestuia c_b : $\Delta_b = f(\Delta B, c_b)$.

Exemplu de utilizare a nomogramei din fig. 3.1. pentru cazul I:

— *date de intrare :* debitul de abur $D_{p_u} = 60$ t/h, puterea electrică produsă, $P = 23{,}5$ MW, costul combustibilului convențional $c_b = 400$ lei/t·c·c și $\eta_c^{CET} = 0{,}9$;

— *linia frîntă urmată pe diagramă este :* A_2 *BCEKTPRHM* ;

— *date de ieșire :* $D_0 = 111{,}5$ t/h, $\Delta Q = 22 \cdot 10^3$ kW (18,9 Gcal/h), $\Delta B = 3$ t/h, $\Delta_b = 1\,200$ lei/h.

Cazul II. Comparație între producerea combinată a energiei electrice și a căldurii din CET, cu producerea separată a energiei electrice în CTE și a căldurii în CT de înlocuire.

În acest caz, economia de căldură și de combustibil realizată la CET se determină ținînd seama de diferența între consumurile specifice de combustibil pentru energia electrică produsă în CTE față de CET și de diferența între randamentul cazanelor CET față de cel al CTE și CT.

Pentru simplificare, se calculează economia de combustibil pe baza aceleiași economii de căldură ΔQ care se determină cu relația (3.6), stabilită pentru energia electrică livrată de CET, conform relației :

$$\Delta B = \frac{1}{H_i \cdot \eta_c^{CET}} \left[\left(1 + \frac{\Delta}{\Delta q} \right) \Delta Q - (q_{CET}^{cd} - q_{CTE}^{'}) P \right] \quad [kg/s], \qquad (3.9)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : q^{cd}_{CET}, q'_{CTE} reprezintă consumurile specifice de căldură pentru producția energiei electrice în turbina de termoficare în regim de condensație, respectiv în blocul energetic cu condensație al CTE de înlocuire (ținînd seama și de pierderile de energie electrică în liniile de transport), în kJ/kJ ;

H_i — puterea calorică inferioară a combustibilului convențional, în kJ/kg.c.c. ;

Δ — corecția pentru diferența între randamentul cazanelor CET și al CT și pentru diferența între pierderile de căldură la producerea și transportul căldurii în cazul existenței CET, și în cazul CT,

$$\Delta = \Delta_K - \Delta_{rt}, \tag{3.10}$$

în care corecția pentru diferența între randamentul instalațiilor de cazane Δ_K se calculează cu relația :

$$\Delta_K = \frac{\eta_C^{CET} - \eta_C^{CT}}{\eta_C^{CT}} = \frac{\Delta\,\eta_C}{\eta_C^{CT}} \tag{3.11}$$

iar corecția pentru diferența între pierderile de căldură în rețeaua termică de transport se calculează cu relația :

$$\Delta_{rt} = (\Delta_r + \Delta'_{rt} + \Delta_{pr})^{comb} - (\Delta_r + \Delta'_{rt} + \Delta_{pr})^{sep} \tag{3.12}$$

în care : η_C^{CT} este randamentul cazanelor din CT ;

Δ_r — pierderile de căldură prin radiație ale instalației de preparare a apei fierbinți ;

Δ'_{rt} — pierderile de căldură ale rețelei termice de transport ;

Δ_{pr} — pierderile de energie electrică la pomparea apei în rețea, toate fiind exprimate în valori relative din cantitatea de căldură livrată ;

Δq reprezintă diferența între consumurile specifice ale CTE și CET în termoficare, $\Delta q = q'_{CET} - q_r$.

Corecția Δ, determinată conform relației (3.10) apare în fig. 3.1, cadranul II, pentru valorile $\Delta = 0{,}05 \ldots 0{,}2$.

Diferența între economicitatea regimurilor de condensație la CET față de CTE, este luată în considerație în expresia :

$$\Delta Q_C = (q^{cd}_{CET} - q'_{CTE}) \cdot P \ [kW], \tag{3.13}$$

care apare în fig. 3.1, cadranul I, pentru diversele valori q^{cd}_{CET} și $q'_{CTE} \cdot q^{cd}_{CET}$ s-a considerat egal cu 2,75 kJ/kJ (2 370 kcal/kWh).

Scanned with OKEN Scanner

Consumul specific de căldură q'_{CTE} se stabilește ținînd seama și de pierderile de energie electrică în liniile de transport ce apar în cazul CTE, de diferența între randamentele cazanelor CTE și CET și de consumul de energie electrică pentru serviciile interne ale CET, CTE și CT, conform relației :

$$q'_{CTE} = (1 + \Delta_{le}) \frac{\eta_c^{CET}}{\eta_c^{CTE}} \left[\frac{1 - K_{SI}^{CET}}{1 - K_{SI}^{CTE}} + \frac{P_{SI}^{CT}}{P(1 - K_{SI}^{CTE})} \right] q_{CTE} \quad [kJ/kJ], \qquad (3.14)$$

în care : Δ_{le} sînt pierderile relative de putere în liniile de transport, în cazul soluției de alimentare separată cu energie ;

η_C^{CTE} — randamentul cazanelor de abur din CTE ;

K_{SI}^{CET}, K_{SI}^{CTE} — coeficienții de consum de energie electrică pentru serviciile interne ale CET și CTE ;

P_{SI}^{CT} — puterea electrică maximă consumată pentru serviciile interne ale CT, în kW ;

q_{CTE} — consumul specific de căldură al blocului din CTE de înlocuire, în kJ/kJ.

În lipsa datelor exacte privitor la consumul de energie pentru serviciile interne și pentru pierderile în liniile electrice de transport, în locul relației (3.14) se poate aplica relația

$$q'_{CTE} = 1{,}07 \frac{\eta_c^{CET}}{\eta_c^{CTE}} (1 - K_{SI}^{CET})\, q_{CTE}^{livr.} \quad [kJ/kJ] \qquad (3.15)$$

în care $q_{CTE}^{livr.}$ este consumul specific de căldură pentru energia electrică livrată în CTE, în kJ/kJ.

Factorul $K_{SI}^{CET} = P_{SI}^{CET}/P$ în % este introdus în cadranul *IV* al fig. 3.1, sub forma unui fascicul de drepte (pentru $K_{SI}^{CET} = 5 - 15$ %)utilizîndu-se liniile parametrice punctate, trasate sub un unghi de 45° față de axele de coordonate.

Exemplu de utilizare a nomogramei din fig. 3.1 pentru cazul II, de comparație între CET și CTE cu CT :

— *Date de intrare* : $D_{p_u} = 60$ t/h ; $P = 21{,}6$ MW, $K_{SI}^{CET} = 9{,}2\%$, $\eta_c^{CET} = 0{,}9$, $\Delta_{rt} = 0{,}038$; $q_{CTE}^{livr.} = 2{,}35$ kJ/kJ (2 020 kcal/kWh), $\eta_c^{CTE} = 0{,}87$, $\eta_c^{CT} = 0{,}80$.

— *Elemente de calcul intermediare* :

$$q'_{CTE} = 1{,}07 \cdot \frac{0{,}9}{0{,}87} (1 - 0{,}092) \cdot 2{,}35 = 2{,}36 \text{ kJ/kJ} \quad (2\,030 \text{ kcal/kWh})$$

și

$$\Delta = \Delta_K - \Delta_{rt} = \frac{0{,}9 - 0{,}8}{0{,}8} - 0{,}038 = 0{,}09.$$

Scanned with OKEN Scanner

— *Linia frîntă urmată de diagramă este*: AA_1A_2 cu determinarea puterii produse $P_{prod} = 23{,}5$ MW, în funcție de K_{SI}^{CET}; A_2B, cu determinarea diferenței $\Delta Q_c = 9{,}1$ MW, la intersecția verticalei respective cu $q'_{CET} = 2{,}36$ kJ/kJ (2 030 kcal/kWh) în punctul *I*; *B*, *C*, *E*, *T*, pînă la intersecția cu dreapta $\Delta = 0{,}09$ (cadranul II) în punctul K; KT_1 (sub un unghi de 45°); T_1I_1 (pînă la $\Delta Q_c = 9\,080$ kW (7,8 Gcal/h); I_1T_1 (sub un unghi de 45°) și se determină $\Delta Q = 16{,}3 \cdot 10^3$ kW (14 Gcal/h); $T_1'P_1$ — pînă la intersecția cu $\eta_c^{CET} = 0{,}9$; $P_1H_1M_1$ — întocmai ca în cazul descris anterior (la $c_b = 400$ lei/t c.c.) și rezultă în punctul R_1, $\Delta B = 2{,}23$ t/h, respectiv $\Delta C_b = 892$ lei/h.

3.1.1.2. *Turbine cu preîncălzirea apei de rețea în mai multe trepte*

În cazul acestor turbine (T-50-130, T-100-130), cu presiunile la prize de 0,5—2 și respectiv 0,6—2,5 bar, la funcționarea în regim de termoficare, economia de combustibil se determină cu relația:

$$\Delta Q = \left[1 - \frac{\gamma\left(1 - \sum \beta_g'' \frac{i_g - i_c}{i_{p_u} - i_c}\right)(i_0 - i_{al})}{\left(1 - \sum \beta_g' \frac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}\right)(i_0 - i_{ps})} + \frac{D_c \cdot \Delta t}{Q_p}\right] Q_p \ \text{[kW]}, \qquad (3.16)$$

în care γ este gradul mediu de reducere a puterii, datorită celor două prize, care se calculează cu relația

$$\gamma = \gamma_1 \cdot \alpha_1 + \gamma_2 \cdot \alpha_2, \qquad (3.17)$$

iar entalpia i_{p_u} se calculează cu relația

$$i_{p_u} = i_{p_1} \cdot \alpha_1 + i_{p_2} \cdot \alpha_2, \ \text{[kJ/kg]}, \qquad (3.18)$$

în care coeficienții de reducere a puterii turbinei, datorită aburului prelevat la cele două prize, sînt:

$$\gamma_1 = \frac{i_{p_1} - i_c}{i_0 - i_c} \text{ și } \gamma_2 = \frac{i_{p_2} - i_c}{i_0 - i_c}, \qquad (3.19)$$

respectiv:

$$\alpha_1 = \frac{D_{p_1}}{D_0} \text{ și } \alpha_2 = \frac{D_{p_2}}{D_0}, \qquad (3.20)$$

în care i_{p_1}, i_{p_2} sînt entalpiile aburului prelevat la cele două prize, iar D_{p_1}, D_{p2} debitele de abur prelevate.

Pentru construcția nomogramei, se presupune $\alpha_1 = \alpha_2$, ceea ce nu corespunde întotdeauna condițiilor de distribuție optimă a sarcinii termice între cele două prize [3.2].

Scanned with OKEN Scanner

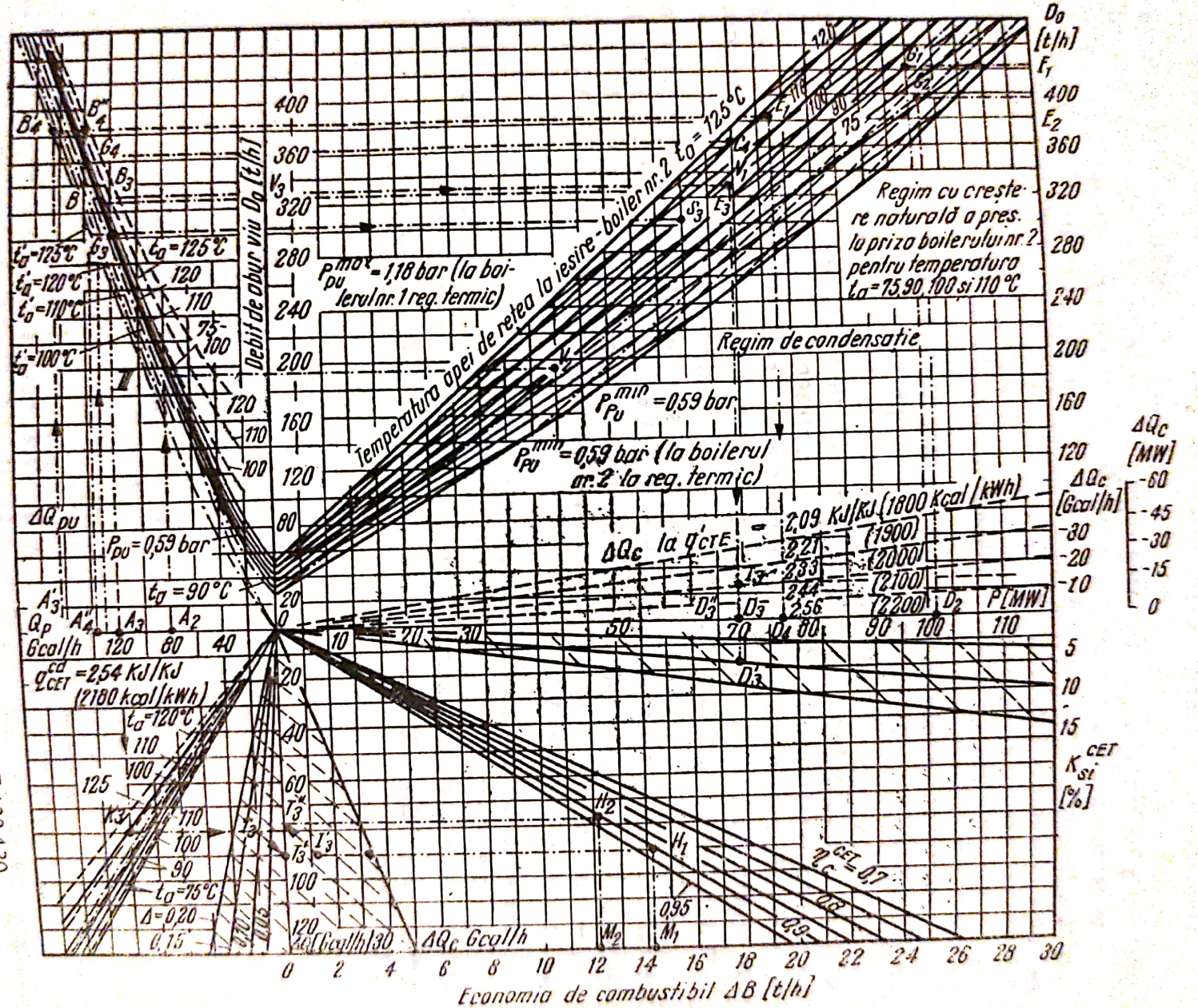


Fig. 3.2. Caracteristica energo-economică a turbinei T-100-130.

În fig. 3.2 este prezentată caracteristica energo-economică a turbinei T-100-130, construită cu relațiile indicate mai sus [3.2].

Elementele caracteristice ale diagramei sînt :

— *cadranul I* (în sens trigonometric) cuprinde legătura între puterea electrică a turbinei (la funcționarea după graficul termic sau electric), pentru diverse temperaturi t_a ale apei din rețea la ieșirea din a doua treaptă de preîncălzire a turbinei și debitul de abur intrat în turbină, adică abur viu. În partea de jos a cadranului este dată relația

$$\Delta Q_c = f(q'_{\text{CTE}}),$$ ca și în fig. 3.1 ;

— *cadranul II* prezintă legătura între sarcina termică a prizei Q_p și debitul de abur intrat în turbină, pentru diferite temperaturi t_a.

Liniile continui corespund funcționării turbinei după graficul electric, iar cele întrerupte, funcționării după graficul termic (producerea puterii numai pe baza consumului termic al prizelor, cu diafragma de reglaj complet închisă, încît în CJP trece numai debitul minim de abur necesar răcirii) ; cu linie punct sînt trasate curbele corespunzătoare preîncălzirii apei de rețea în trei trepte, prin utilizarea fasciculului suplimentar din condensator ;

— *cadranul III* prezintă legătura între sarcina termică Q_p și economia de căldură ΔQ, la funcționarea turbinei după graficul electric (linii continui), sau termic (linii întrerupte). Totodată este dată legătura între ΔQ și Δ.

— *cadranul IV* servește pentru determinarea economiei de combustibil ΔB, ținînd seama de ΔQ_c și η_c^{CET}.

Exemplu de utilizare a nomogramei din fig. 3.2 :

— *date de intrare* : $Q_p = 140$ MW (120 Gcal/h), $t_a = 110°C$, regim de funcționare după graficul termic ; $\eta_C^{\text{CT}} = 0{,}795$; $K_{SI}^{\text{CET}} = 10\%$; $\eta_c^{\text{CET}} = 0{,}9$; $\Delta_{rt} = 0{,}032$; $q_{\text{CTE}}^{livr.} = 2{,}36$ kJ/kJ (2 030 kcal/kWh) ; $\eta_c^{\text{CTE}} = 0{,}88$;

— *elemente de calcul intermediare* :

$$q'_{\text{CTE}} = 1{,}07 \cdot \frac{0{,}9}{0{,}88}(1 - 0{,}1)\,2{,}36 = 2{,}33 \text{ kJ/kJ } (2\,000 \text{ kcal/kWh})$$

și

$$\Delta = \Delta_k - \Delta_{rt} = \frac{0{,}9 - 0{,}795}{0{,}795} - 0{,}032 = 0{,}10$$

— *economia de combustibil* rezultată în cazul I de comparație : punctul A_3, cadranul II, la $Q_p = 140$ MW (120 Gacl/h) ; verticala A_3B_3 (la intersecția cu $t_a = 110°C$ — regimul termic —) ; orizontala B_3V_3 și rezultă $D_0^{min} = 330$ t/h, la care este exclusă încălzirea CJP ; verticala A_3G_3 (la intersecția cu $t_a = 110°C$, regimul electric) ; orizontala G_3S_3 (la intersecția în cadranul I cu linia $t_a = 110°C$) ; din S_3 se duce o paralelă (aici coincide) cu linia dreaptă auxiliară cea mai apropiată, pînă la intersecția cu orizontala B_3V_3, în punctul E_3. Verticala E_3D_3 deter-

Scanned with OKEN Scanner

mină puterea produsă de grup $P = 70{,}9$ MW. Se duce verticala D_3D_3', pînă la intersecția cu $K_{SI}^{CET} = 10\%$; linia $D_3'D_3''$ (la 45°) determină puterea livrată consumatorului $P_{livr} = 63{,}8$ MW.

Din A_3, verticala A_3K_3 (la t_a=110°C, linia întreruptă) ; K_3T_3 la intersecția cu $\Delta = 0{,}10$; T_3T_3' (la 45°) conduce la ΔQ=105 MW (90 Gcal/h), $T_3'H_1$, la intersecția cu $\eta_C^{CET} = 0{,}9$; H_1M_1, conduce la $\Delta B = 14{,}3$ t/h.

În cazul II al comparației : se determină în prealabil corecția ΔQ_c, la intersecția verticalei D_3E_3 (cadranul I) cu linia pentru $q_{CTE}' = 2{,}33$ kJ/kJ (2 000 kcal/kWh), în punctul de intersecție I_3, orizontala I_3U_3, determină $\Delta Q_c = 15$ MW (12,9 Gcal/h).

În cadranul IV se prelungește orizontala în T_3' pînă în I_3', la intersecția cu verticala ΔQ_c=15 MW (12,9 Gcal/h) ; se duce $I_3'T_3''$ (la 45°) și rezultă noua economie $\Delta Q = 89{,}8$ MW (77,1 Gcal/h) ; orizontala $T_3''H_2$ (la $\eta_c^{CET} = 0{,}9$) și verticala H_2M_2 determină noua economie de combustibil $\Delta B = 12{,}2$ t/h.

3.1.2. Turbine cu condensație și două prize reglabile

În cazul turbinelor cu două prize reglabile, economia de căldură se determină separat :

— pentru prizele reglabile de termoficare urbană :

$$\Delta Q_u = \left[1 - \frac{\dfrac{i_{p_u} - i_c}{i_0 - i_c}\left(1 + \Sigma\, \beta_g'' \dfrac{i_g - i_c}{i_{p_u} - i_c}\right)(i_0 - i_{al})}{\left(1 - \Sigma\, \beta_g' \dfrac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}\right)(i_{p_u} - i_{ps_u})} + \right.$$

$$\left. + \frac{D_0 \cdot \Delta t_{al}}{Q_{p_u}} \right] Q_{p_u} \quad [\text{kW}], \tag{3.21}$$

— pentru priza industrială :

$$\Delta Q_i = \left[\frac{1 - \dfrac{i_{p_i} - i_c}{i_0 - i_c}\left(1 + \Sigma\, \beta \dfrac{i_g - i_c}{i_{p_i} - i_c}\right)(i_0 - i_{al})}{\left(1 - \Sigma\, \alpha_g \dfrac{i_g - i_c}{i_0 - i_c}\right)(i_{p_i} - i_{ps_i})} + \right.$$

$$\left. + \frac{D_0 \cdot \Delta t_{al}}{Q_{p_i}} \right] Q_{p_i} \quad [\text{kW}], \tag{3.22}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : Q_{p_u}, Q_{p_i} sînt sarcina termică a prizei urbane și a prizei industriale, în kW ;

i_{p_i}, i_{ps_i} — entalpia aburului la priza industrială și a condensatului respectiv, la presiunea de saturație, în kJ/kg.

Economia totală de căldură realizată în urma producției combinate de energie electrică și căldură este :

$$\Delta Q = \Delta Q_u + \Delta Q_i \quad [\text{kW}]. \tag{3.23}$$

Ecuațiile caracteristice, care exprimă economia de căldură în funcție de debitul de abur, pentru valorile date ale puterii turbinei, sînt

$$D_0 = A_1 + B_1 P + C_1 \cdot \Delta Q_u \quad [\text{kg/s}] \tag{3.24 a}$$

și

$$D_0 = A_2 + B_2 P + C_2 \cdot \Delta Q_i \quad [\text{kg/s}]. \tag{3.24 b}$$

Construcția caracteristicii energo-economice pentru acest caz este asemănătoare cu cea a turbinei cu o singură priză reglabilă, numai că în cadranul II se trasează separat liniile $\Delta Q_u = f(P, Q_{p_u})$ și $\Delta Q_i = f(P_f, Q_{p_i})$. La construirea graficului funcției $\Delta Q_i = f(P_f, Q_{p_i})$, se înlocuiește în ecuația (3.24 b) valoarea „fictivă" a puterii, P_f și nu valoarea reală a acesteia P. Acest procedeu este asemănător celui aplicat în calculul diagramelor de regimuri ale turbinelor de către fabricile constructoare.

În fig. 3.3 este prezentată caracteristica energo-economică a turbinei PT-60-130/13 (VPT-50-3), cu puterea unitară de 60 MW și parametrii aburului viu 127 bar, 565°C, care există și la noi în țară [3.1].

Elementele caracteristice ale diagramei :

— *cadranul I* (în sensul trigonometric) reprezintă parțial diagrama de regimuri a turbinei, în partea superioară, iar în partea inferioară este data $P_{livr} = f(K_{SI}^{CET})$, fasciculul convergent de linii continui și liniile ajutătoare la 45° și $\Delta Q_c = f(q'_{CTE})$, fasciculul convergent de linii întrerupte ;

— *cadranul II* prezintă funcția ΔQ_u, $\Delta Q_i = f(D_0, P)$, în partea de sus, iar în partea de jos este redată funcția $\Delta Q_u = f(\Delta_{12})$ și $\Delta Q_i = f(\Delta_{13})$;

— *cadranul III* redă funcția $\Delta B = f(\Delta Q, \Delta Q_c, \eta_C^{CET})$;

— *cadranul IV* prezintă funcția $\Delta_b = f(\Delta B, c_b)$ în partea stîngă, în partea superioară redă cea de a II parte a diagramei de regimuri a turbinei $P = f(D_{p_u}, D_{p_i})$, iar în partea dreaptă, funcția $\Delta Q_c = f(q'_{CTE}, P)$, pentru cazul funcționării turbinei în regim de condensație.

Nomograma din fig. 3.3 s-a construit considerîndu-se că temperatura condensatului returnat de la consumatorii industriali (t_{ps_i}) este egală cu temperatura apei după degazorul atmosferic de 1, 2 bar.

Scanned with OKEN Scanner

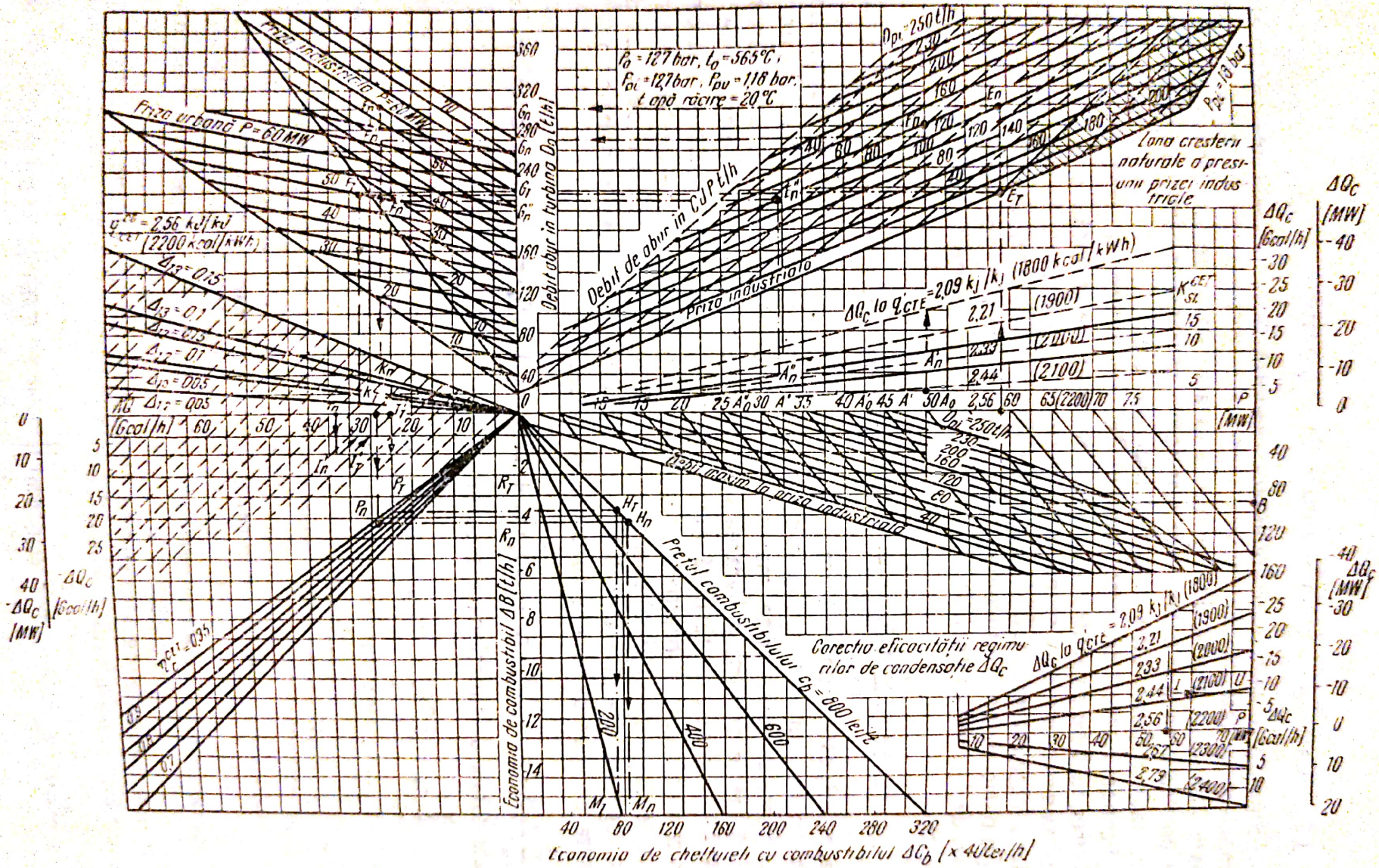


Fig. 3.3. Caracteristica energo-economică a turbinei PT-60-130/13.

3.1.3. Calculul economiei anuale de combustibil

Economia anuală de combustibil realizată prin funcționarea centralelor termoelectrice față cu alimentarea separată a consumatorului, trebuie determinată ținîndu-se seama de regimurile caracteristice de funcționare în condițiile concrete de exploatare ; se vor folosi caracteristicile energo-economice prezentate mai sus, care simplifică mult calculele.

Economia anuală de combustibil în CET apare datorită următoarelor cauze : utilizarea turbinelor pentru producția combinată de căldură și energie electrică ; folosirea de cazane de vîrf mai economice decît cele din CT ; diferența de randament între cazanele CET față de cele ale CT, la livrarea aburului prin reductor (în perioada opririi turbinelor și a cazanelor de vîrf) ; preîncălzirea condensatului de la consumatorii industriali în circuitul regenerativ al CET. Se poate deci scrie :

$$\Delta B^a = \sum_{i=1}^{n} \Delta B_i \cdot \tau_i + \Delta B^a_{vîrf} + \Delta B^a_{cd} \quad [\text{kg c.c./an}], \tag{3.25}$$

în care ΔB_i este economia orară de combustibil realizată prin producția combinată, pentru un regim i, cu o durată anuală τ_i. Ea se determină cu ajutorul nomogramelor prezentate mai sus, pentru următoarele regimuri : sarcina termică medie de vîrf, la livrarea simultană de căldură din prizele turbinei și din CAF-uri ; sarcina termică medie pentru perioada de încălzire ; sarcina termică medie corespunzătoare presiunii minime la prize (0,5—0,6 bar, pentru turbinele cu prize urbane) ; sarcina termică medie a prizelor în perioada de vară ; regimul corespunzător înlocuirii sarcinilor termice ale turbinelor oprite cu priza de abur de la alte turbine. În consecință

$$\sum_{i=1}^{n} \Delta B_i \cdot \tau_i = \Delta B_1 \cdot \tau_1 + \Delta B_2 \cdot \tau_2 + \Delta B_3 \cdot \tau_3 + \Delta B_4 \cdot \tau_4 \quad [\text{kg c.c./sn}]. \tag{3.26}$$

Durata totală de funcționare a turbinei este

$$\sum_{i=1}^{n} \tau_i = 8\,760 - \tau_{rep} - \tau_{rez} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 \quad [\text{h/an}], \tag{3.27}$$

unde : $\tau_1 \ldots \tau_4$ sînt duratele corespunzătoare regimurilor de funcționare ale turbinei, la sarcina medie de vîrf pentru încălzire, la sarcina termică medie cu presiunea minimă a prizei de abur, la sarcina termică medie de vară, la încărcarea suplimentară a prizelor în cazul opririi și intrării în reparații a turbinei de bază, care livrează căldura consumatorului, în h/an ;

τ_{rep}, τ_{rez} — durata perioadei cînd turbina se găsește în reparații, respectiv în rezervă, în h/an.

Pentru cazanele de vîrf și cele energetice, calculul economiei anuale de combustibil se calculează cu relațiile :

$$\Delta B^a_{vîrf} = \frac{1}{H_i}\left(Q^a_{vîrf} + \sum_{i=1}^{j} Q_{înl_i} \cdot \tau_{înl_i}\right)\left(\frac{1}{\eta_c^{CT}} - \frac{1}{\eta_c^{vîrf}}\right) \quad [\text{kg c.c./an}] \tag{3.28}$$

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta B^a_{cd} = \frac{1}{H_i}\left[\sum_{i=1}^{K} Q_{\mathrm{SRR}_i} \cdot \tau_{\mathrm{SRR}_i}\left(\frac{1}{\eta_c^{\mathrm{CT}}} - \frac{1}{\eta_c^{\mathrm{CET}}}\right) + \frac{\Delta Q^a_{cd}}{\eta_c^{\mathrm{CET}}}\right] \quad [\text{kg c.c./an}], \tag{3.29}$$

în care : Q^a_{virf} este cantitatea anuală de căldură livrată din CAF-uri în sezonul de încălzire, în kJ/an ;

Q_{inl_i} — cantitatea de căldură livrată din CAF-uri în perioada de oprire a turbinei sau a cazanului energetic, în kW ;

Q_{SRR_i} — cantitatea de căldură livrată de cazanele de abur ale CET, prin stațiile de reducere și răcire (SRR), la oprirea turbinei sau a CAF-ului, în kW ;

τ_{inl_i}, τ_{SRR_i} — duratele regimurilor de oprire ale cazanului de abur sau ale turbinei și alimentarea cu căldură din CAF, respectiv prin reductor, de la cazanele CET ;

ΔQ^a_{cd} — economia de căldură datorată preîncălzirii condensatului returnat, în preîncălzitoarele regenerative ale turbinei, în kj/an. Această economie se poate calcula cu metoda „echivalentului termic al căldurii și a diferențelor de entalpie echivalente" — sau după nomograme [3.3, 3.4].

Pentru simplificarea calculelor, se recomandă folosirea diagramelor de alimentare cu căldură și a caracteristicilor climatologice [3.5, 3.6], care evită necesitatea construirii curbelor clasate anuale ale sarcinii termice pentru încălzire.

În urma calculelor se poate determina economia anuală specifică de combustibil Δb^a, pentru consumul total urban Q^a_u și pentru consumul industrial Q^a_i, cu relațiile

$$\Delta b^a_u = \frac{\Delta B^a_u}{Q^a_u}, \qquad \Delta b^a_i = \frac{\Delta B^a_i}{Q^a_i} \quad [\text{kg c.c./kJ}]. \tag{3.30}$$

Utilizarea caracteristicilor energo-economice ale turboagregatelor pentru aprecierea eficienței termoficării, pe baza regimurilor caracteristice de funcționare, permite comparația indicilor tehnico-economici ai CET realizați în exploatare, cu cei proiectați.

Rezultă că pentru determinarea economiei de combustibil este necesar ca în calcule să se țină seama de influența următorilor factori : indicatorii energetici ai turbinelor de termoficare (parametrii aburului, schema termică etc.), consumul specific de combustibil al CTE înlocuită, valoarea coeficientului de termoficare α^n_h, durata perioadei de încălzire τ_i, cota parte a consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă ρ, randamentul cazanelor η_c^{CET} și al ciclului termic al CET, consumul de energie electrică pentru serviciile

Scanned with OKEN Scanner

$$\Delta B^a_{cd} = \frac{1}{H_i}\left[\sum_{i=1}^{K} Q_{\mathrm{SRR}_i} \cdot \tau_{\mathrm{SRR}_i}\left(\frac{1}{\eta_c^{\mathrm{CT}}} - \frac{1}{\eta_c^{\mathrm{CET}}}\right) + \frac{\Delta Q^a_{cd}}{\eta_c^{\mathrm{CET}}}\right] \quad [\text{kg c.c./an}], \tag{3.29}$$

în care : Q^a_{virf} este cantitatea anuală de căldură livrată din CAF-uri în sezonul de încălzire, în kJ/an ;

Q_{inl_i} — cantitatea de căldură livrată din CAF-uri în perioada de oprire a turbinei sau a cazanului energetic, în kW ;

Q_{SRR_i} — cantitatea de căldură livrată de cazanele de abur ale CET, prin stațiile de reducere și răcire (SRR), la oprirea turbinei sau a CAF-ului, în kW ;

τ_{inl_i}, τ_{SRR_i} — duratele regimurilor de oprire ale cazanului de abur sau ale turbinei și alimentarea cu căldură din CAF, respectiv prin reductor, de la cazanele CET ;

ΔQ^a_{cd} — economia de căldură datorată preîncălzirii condensatului returnat, în preîncălzitoarele regenerative ale turbinei, în kj/an. Această economie se poate calcula cu metoda „echivalentului termic al căldurii și a diferențelor de entalpie echivalente" — sau după nomograme [3.3, 3.4].

Pentru simplificarea calculelor, se recomandă folosirea diagramelor de alimentare cu căldură și a caracteristicilor climatologice [3.5, 3.6], care evită necesitatea construirii curbelor clasate anuale ale sarcinii termice pentru încălzire.

În urma calculelor se poate determina economia anuală specifică de combustibil Δb^a, pentru consumul total urban Q^a_u și pentru consumul industrial Q^a_i, cu relațiile

$$\Delta b^a_u = \frac{\Delta B^a_u}{Q^a_u}, \qquad \Delta b^a_i = \frac{\Delta B^a_i}{Q^a_i} \quad [\text{kg c.c./kJ}]. \tag{3.30}$$

Utilizarea caracteristicilor energo-economice ale turboagregatelor pentru aprecierea eficienței termoficării, pe baza regimurilor caracteristice de funcționare, permite comparația indicilor tehnico-economici ai CET realizați în exploatare, cu cei proiectați.

Rezultă că pentru determinarea economiei de combustibil este necesar ca în calcule să se țină seama de influența următorilor factori : indicatorii energetici ai turbinelor de termoficare (parametrii aburului, schema termică etc.), consumul specific de combustibil al CTE înlocuită, valoarea coeficientului de termoficare α^n_h, durata perioadei de încălzire τ_i, cota parte a consumului de căldură pentru alimentarea cu apă caldă ρ, randamentul cazanelor η_c^{CET} și al ciclului termic al CET, consumul de energie electrică pentru serviciile

Scanned with OKEN Scanner

interne ale CET, K_{SI}^{CET} și ale CTE, K_{SI}^{CTE}, diferențele între pierderile de energie electrică prin transport, Δ_{te}, diferențele între pierderile la transportul căldurii, la CET față de CT, Δ_{rt}, numărul de ore de utilizare a puterii electrice instalate, τ_p^n a turbinelor de termoficare etc.

Pentru calcule, este necesară introducerea unor corecții. Dacă nu se introduc aceste corecții, rezultatele obținute pot diferi sensibil de realitate. Astfel, dacă economia anuală de combustibil ΔB^a reprezintă 20% din consumul de combustibil corespunzător alimentării separate adică $B^a_{CET} = 0{,}8\ B^a_{sep}$, iar eroarea făcută la determinarea η_c^{CET} este de numai 3%, economia anuală reală de combustibil scade de la 20 la 17,6%, adică cu 12%. Aceste diferențe în aprecierea η_c^{CET} se reflectă și mai mult asupra economiei cheltuielilor anuale de calcul:

$$\Delta Z = Z_{sep} - Z_{CET}. \qquad [3.7]$$

De asemenea, ΔZ este influențat de eroarea făcută la calculul consumului anual de căldură al turbinei de termoficare, de erorile la determinarea randamentului ciclului termic al CET și la aprecierea cotei părți pentru alimentarea cu apă caldă ρ; pentru o CET echipată cu turbine T-100-130, pentru $\alpha_h^n = 0{,}5$ și un consum specific $q_{CTE} = 2{,}68$ kJ/kJ (330 gr c.c./kWh), micșorarea lui ρ de la 15% la 10% conduce la reducerea ΔB^a cu 12% și a lui ΔZ cu 35%.

În calculele pentru determinarea economicității CET în condiții reale de funcționare, este deci necesar să se țină seama de variațiile posibile ale principalilor factori care influențează economia de combustibil ΔB^a. Pentru aceasta se poate utiliza metoda simplificată prezentată în [3.7], cu nomogramele respective.

Pe baza acestei metode, pentru fiecare tip de turbină se pot construi no-

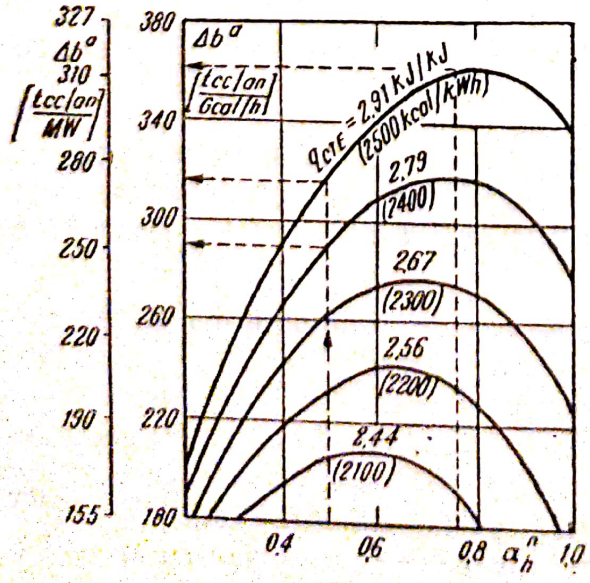


Fig. 3.4. Nomogramă pentru determinarea economiei specifice anuale de combustibil Δb^a, la turbina T-100-130.

Scanned with OKEN Scanner

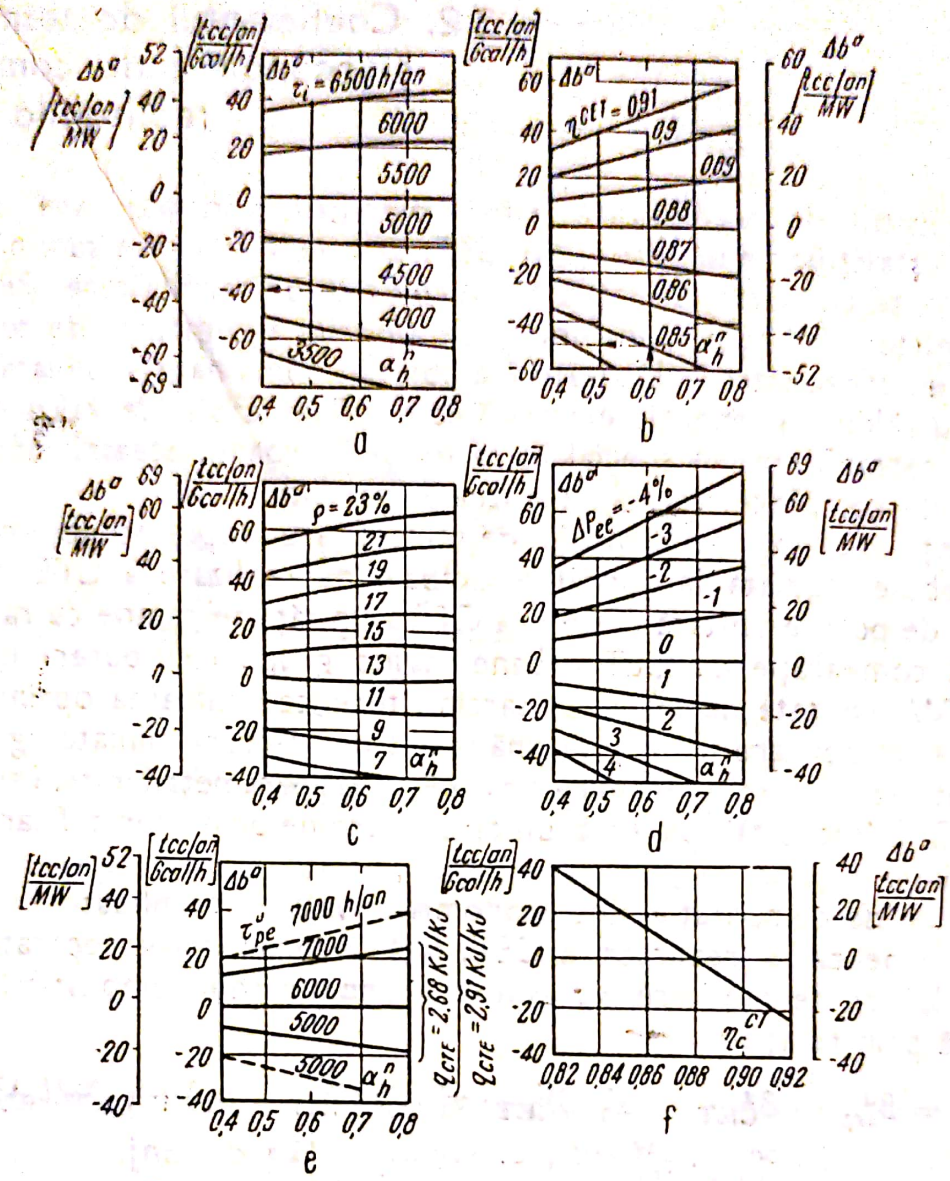


Fig. 3.5. Corecții la nomograma din fig. 3.4 :
a — durata perioadei de încălzire τ_t ; *b* — randamentul CET (η^{CET}) fără consumul serviciilor interne ; *c* — cota de consum de apă caldă ρ ; *d* — diferența de pierderi la transportul energiei electrice în cazul CET, față de CTE — ΔP_{le} ; *e* — durata anuală de utilizare a puterii instalate τ^u_{pe} ; *f* — randamentul cazanelor din CT η^{CT}_C.

mogramele funcției $\Delta b^a = f(\alpha^n_h, q_{CTE})$, ca în fig. 3.4, realizată pentru turbina T-100-130, la $\tau_t = 5\,500$ h/an, $\rho = 13\,\%$, $\eta_{CET} = 0{,}88$ (fără a ține seama de K^{CET}_{SI}), durata de utilizare a puterii electrice a turbinei $\tau^u_P = 6\,000$ h/an, $\eta_e^{CET} = \eta_C^{CT} = 0{,}88$.

În cazul în care ceilalți factori determinanți ai CET analizate sînt mult diferiți de cei adoptați la construcția nomogramei, se introduc corecțiile din fig. 3.5.

3.2. Coeficientul de termoficare și economia de combustibil realizabilă în CET

Coeficientul de termoficare este elementul principal care determină structura instalațiilor energetice din CET, stabilind mărimea sarcinii termice de bază și puterea electrică instalată a turbinelor de termoficare. Pentru anumite sarcini termice totale, în funcție de tipurile agregatelor de termoficare la dispoziție, eficacitatea comparativă a soluției combinate și separate de alimentare cu căldură și energie electrică este influențată și de valoarea coeficientului de termoficare. În special în cazul CET urbane, această influență îmbracă aspecte complexe, care se analizează mai jos.

Influența valorilor coeficientului de termoficare asupra economicității CET urbane trebuie studiată în condițiile actuale de realizare a CTE cu blocuri energetice de putere unitară mare și a CT cu unități de cazane cu randamente ridicate în comparație cu CET urbane, avînd grupuri cu puteri unitare de 50—250 MW, limitate de mărimea sarcinii termice. Valoarea optimă a coeficientului de termoficare trebuie să țină seama de : factorii climatologici (durata anuală de utilizare a sarcinii termice maxime, τ_u^M) ; parametrii inițiali ai aburului, la CET și CTE înlocuită ; puterea unitară a turbinelor de termoficare ; costul combustibilului.

Criteriile de comparație sînt economia anuală de combustibil și de cheltuieli anuale de calcul realizate la CET, față de producerea separată. Efectul coeficientului de termoficare α_h^n asupra economiei de combustibil este pus în evidență prin relația :

$$\Delta B^a = B^a_{sep} - B^a_{CET} = \alpha_h^n \cdot Q^C_{CET} \cdot \tau^M_{up}[y^a_p(b^{cd}_{CET} - b_T) + b_{cv} - b_c)] - \\ - P^n_{CET} \cdot \tau^M_{ue}(b^{cd}_{CET} - a \cdot b_{CTE}) \quad [\text{kg c.c./an}], \qquad (3.31)$$

în care : B^a_{sep}, B^a_{CET} sînt consumurile anuale de combustibil în cazul soluției separate, respectiv la CET, în kg c.c./an ;

α_h^n — coeficientul orar nominal de termoficare ;

Q^c_{CET} — sarcina termică orară de calcul a CET, în kj ;

τ^M_{up}, τ^M_{ue} — durata anuală de utilizare a puterii termice a prizelor turbinelor din CET și a puterii electrice a sistemului, în h/an ;

y^a_p — indicele de termoficare mediu anual (ținînd seama de aburul necesar răcirii corpului de joasă presiune (CJP), cu diafragma complet închisă) în kWh/kJ ;

a — coeficient care ține seama de creșterea puterii de echivalare a CTE, datorită pierderilor în liniile electrice de transport, comparativ cu CET ;

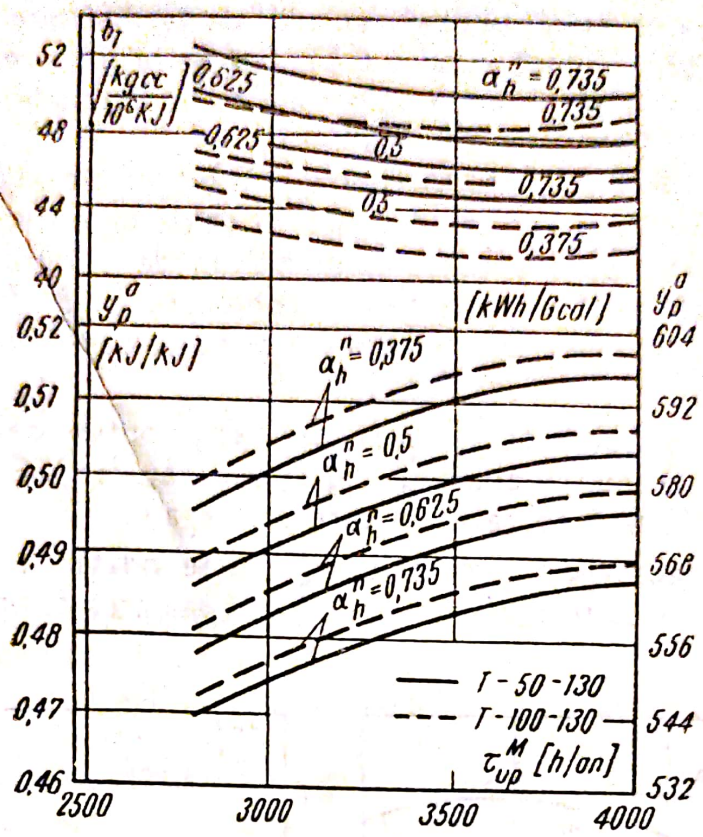


Fig. 3.6. Dependența valorilor medii anuale ale consumului specific de combustibil b_T și a indicelui de termoficare mediu anual y_p^a, de durata anuală de utilizare a sarcinii termice la prize τ_{up}^M.

b_T, b_{CET}^{cd}, b_{CTE} — consumul specific de combustibil pentru producerea energiei electrice la CET, în termoficare, respectiv în regim de condensație și la CTE de echivalare, în kg c.c./kWh ;

b_c, b_{cv} — consumul specific de combustibil pentru producerea căldurii din prizele turbinelor de termoficare, respectiv în cazanele de vîrf, în kg c.c./kWh ;

P_{CET}^n — puterea electrică nominală a CET, în kW.

Valoarea coeficientului de termoficare α_h^n influențează mărimea consumului specific de combustibil b_T pentru producerea energiei electrice în regim de termoficare și valoarea indicelui de termoficare y_p^a, așa cum se reprezintă în fig. 3.6, pentru două tipuri de turbine folosite în CET, în ipoteza aceleiași sarcini termice Q_{CET}^C și a funcționării în regim termic, cu debitul minim de abur în CJP [3.8]. Se constată că odată cu creșterea coeficientului de termoficare, consumul specific b_T crește iar y_p^a scade, aplatisîndu-se odată cu creșterea duratei anuale de utilizare τ_{up}^M.

Scanned with OKEN Scanner

Fig. 3.7 prezintă influența coeficientului de termoficare α_h^n asupra economiei de combustibil realizată anual la CET, față de producerea separată, pentru diverse zone climaterice (diferite valori ale duratei anuale de utilizare a sarcinii termice τ_u^M. Se constată următoarele :

a) economia de combustibil ΔB^a este sensibil influențată de mărimea coeficientului de termoficare, crescînd odată cu valoarea optimă a acestuia și cu durata anuală de utilizare a consumului maxim de căldură ;

b) valoarea absolută a economiei de combustibil ΔB^a crește odată cu puterea unitară a grupurilor de termoficare și cu valoarea coeficientului optim de termoficare ;

c) economia de combustibil, ca și coeficienții optimi de termoficare scad în cazul în care parametrii aburului viu considerați la CTE înlocuită sînt mai mari decît la CET, față de cazul în care sînt egali ;

d) influența factorilor climaterici τ_u^M crește odată cu reducerea puterii unitare a grupurilor de termoficare. Rezultă că valoarea optimă a coeficientului

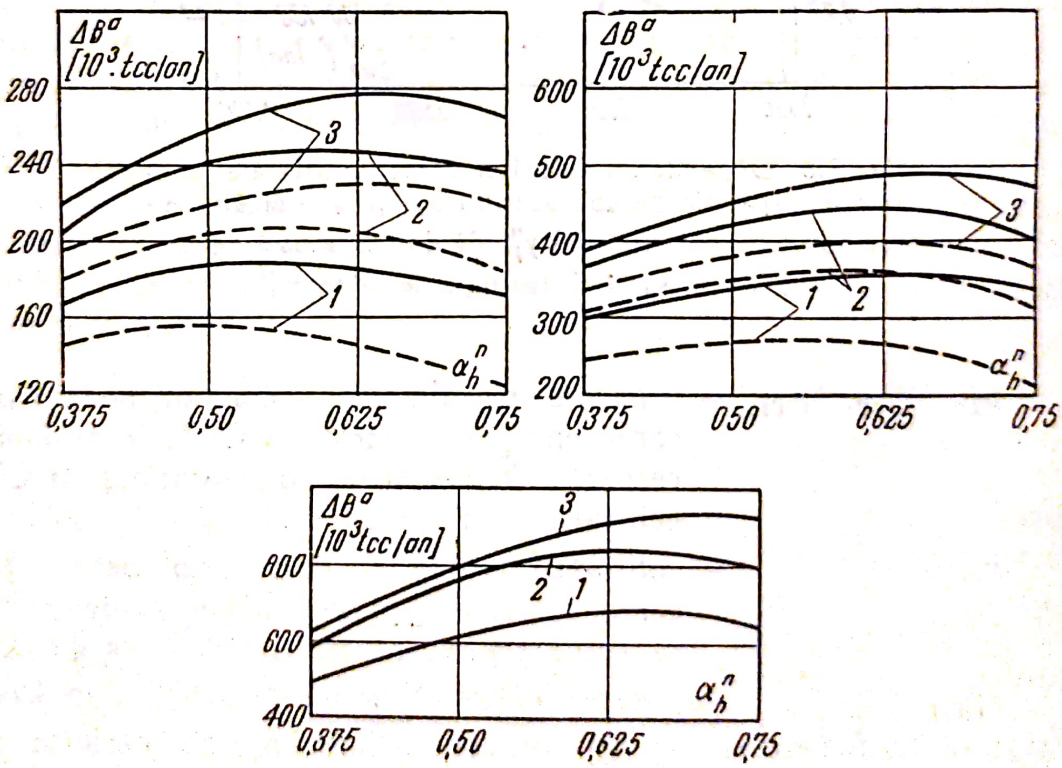


Fig. 3.7. Dependența economiei anuale de combustibil ΔB^a de coeficientul de termoficare α_h^n, pentru diverse zone climaterice τ_u^M:

a — CET cu turbine T-50-130 ; *b* — CET cu turbine T-100-130 ; *c* — CET cu turbine T-250-240.

—— parametrii aburului la CET și CTE de echivalare, 128 bar și 565°C ;

– – – parametrii aburului la CET, de 128 bar și 565°C, iar la CTE de echivalare, de 235 bar și 565/565°C ; *1* — τ_u^M =2850 h/an ; *2* — τ_u^M =3 500 h/an ; *3* — τ_u^M =4000 h/an.

de termoficare, care determină mărimea economiei de combustibil realizată față de producerea separată, depinde de corelația între parametrii inițiali ai aburului la CET și CTE de înlocuire, de condițiile climaterice locale și de puterea unitară a grupurilor din CET ; diagramele prezentate în fig. 3.7 permit stabilirea valorii optime a coeficientului de termoficare în funcție de economia de combustibil astfel realizată.

Efectuîndu-se calcule tehnico-economice complete, pe baza economiei cheltuielilor anuale de calcul realizate la CET, față de producerea separată, reies următoarele [3.8] :

— coeficienții optimi de termoficare, stabiliți în funcție de economia maximă de combustibil, nu coincid cu cei rezultați pe baza economiei maxime de cheltuieli anuale de calcul ; diferențele respective cresc pe măsură ce scade durata anuală de utilizare a consumului de căldură τ_u^M, mai ales pentru combustibilii ieftini ;

— economia de cheltuieli anuale de calcul este mult mai puțin influențată de condițiile climaterice, comparativ cu ΔB^a, iar valorile optime ale α_h^n sînt mult influențate de prețul combustibilului, scăzînd odată cu acesta.

Figurile 3.8—3.10 prezintă efectul valorilor optime ale coeficienților de termoficare asupra eficienței termoficării, față de producerea separată, pentru diverse condiții climaterice și tipuri de agregate de termoficare [3.9]. Ele au la bază economiile specifice de combustibil Δb, calculate cu următoarele relații :

— economia de combustibil raportată la puterea CET :

$$\Delta b_e = \frac{B^a_{sep} - B^a_{CET}}{P^n_{CET}} = \alpha^n_h \cdot \frac{Q^c_{CET}}{P^n_{CET}} \cdot \tau^M_{up}[y^a_p(b^{cd}_{CET} - b_T)] -$$

$$- \tau^M_{ue}(b^{cd}_{CET} - a \cdot b_{CTE}) \quad [\text{kg c.c./kW}] ; \tag{3.32}$$

— economia de combustibil pentru unitatea de cantitate de căldură livrată din CET :

$$\Delta b_c = \frac{\Delta B^a}{Q^a_{CET}} = \alpha^a \cdot y^a_p(b^{cd}_{CET} - b_T) + (b_{cv} - b_c) -$$

$$- \frac{b^{cd}_{CET} - a \cdot b_{CTE}}{Q^c_{CET} \cdot \tau^M_{ue}} P^n_{CET} \cdot \tau^M_{ue} \quad [\text{kgc.c./kJ}] ; \tag{3.33}$$

— economia de combustibil pentru unitatea de cantitate de căldură livrată din prizele turbinelor :

$$\Delta b_{cp} = \frac{\Delta B^a}{Q^a_{P_{CET}}} = y^a_p(b^{cd}_{CET} - b_T) + (b_{cv} - b_c) -$$

$$- \frac{b^{cd}_{CET} - a \cdot b_{CTE}}{\alpha^n_h \cdot Q^c_{CET} \cdot \tau^M_{up}} \cdot P^n_{CET} \cdot \tau^M_{ue} \quad [\text{kg c.c./kJ}]. \tag{3.34}$$

Scanned with OKEN Scanner

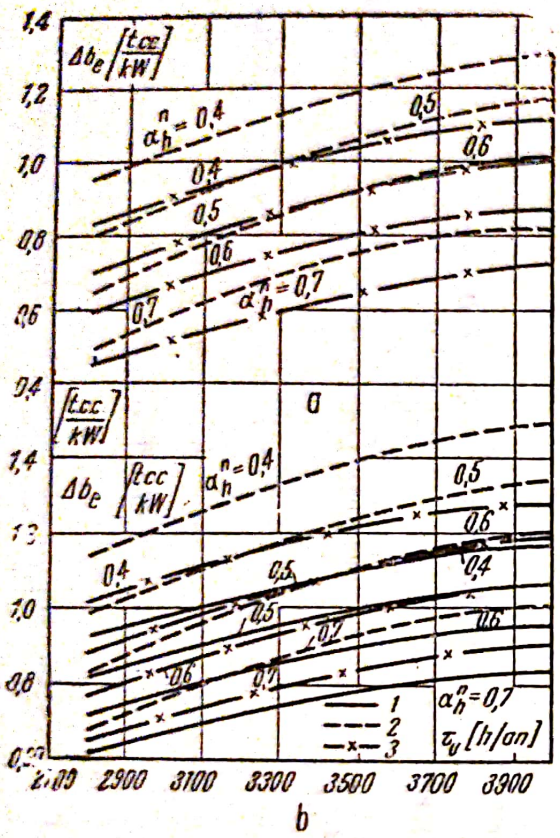


Fig. 3.8. Dependența economiei anuale specifice de combustibil pentru producerea puterii electrice, de condițiile climaterice și coeficientul optim de termoficare :

a — pentru CET cu p_0=128 bar, t_0=565°C și CTE cu p_0=235 bar și 565/565°C ; *b* — pentru CET și CTE cu p_0=128 bar, t_0=565°C. —x— turbina T-50-130 ; — — — — turbina T-100-130 ; ——— turbina T-250-240 ; combustibil utilizat : la CET și CT inlocuită, gazele naturale, iar la CTE înlocuită, cărbunele.

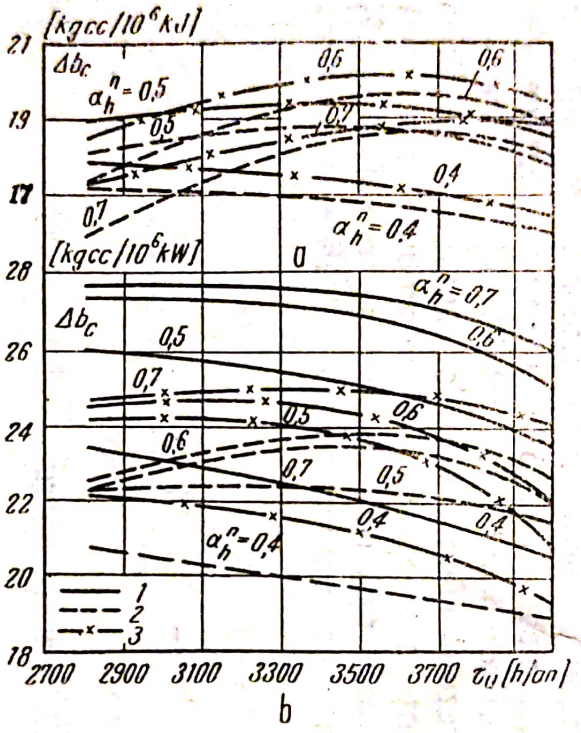


Fig. 3.9. Dependența economiei anuale specifice de combustibil pentru cantitatea de căldură livrată din CET, de condițiile climaterice și coeficientul optim de termoficare (aceleași notații ca în fig. 3.8).

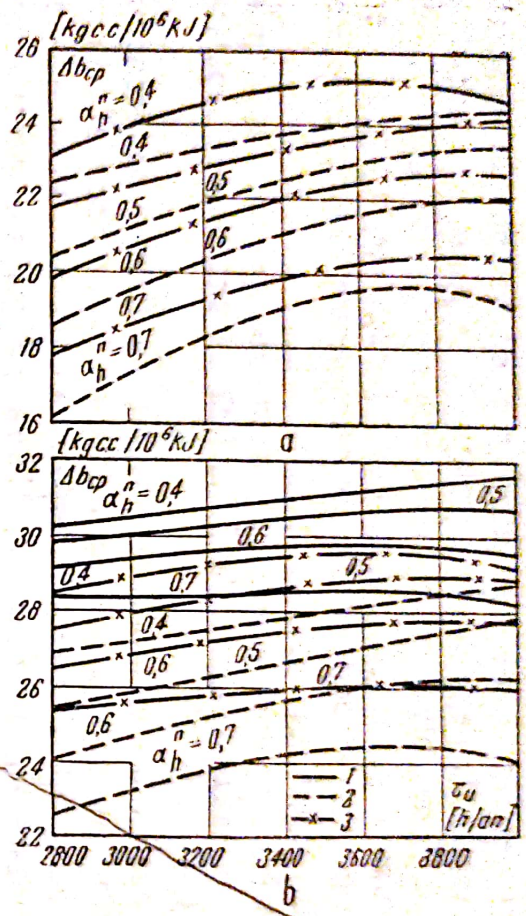


Fig. 3.10. Dependența economiei anuale specifice de combustibil pentru cantitatea de căldură livrată din prizele turbinelor CET, de condițiile climaterice și coeficientul optim de termoficare (aceleași notații ca în fig. 3.8).

Scanned with OKEN Scanner

în care : $Q^a_{P_{CET}}$ este sarcina termică anuală a prizelor de termoficare ale turbinei, în kJ/an ;

α^a — coeficientul de termoficare anual, iar celelalte mărimi sînt cunoscute.

În relațiile (3.32)—(3.34), y^a_p și consumul specific de combustibil b_T a uvalorile medii anuale, care sînt influențate de numărul de ore de utilizare ale sarcinii termice maxime τ^M_{up}, de tipul și puterea unitară a agregatelor de termoficare, după cum rezultă din fig. 3.6.

Din analizarea acestor figuri rezultă că economia specifică de combustibil Δb_e, Δb_c și Δb_{cp} realizată în CET este sensibil influențată de coeficientul optim de termoficare și de durata anuală de utilizare a consumului termic maxim al CET. În general, pentru același tip de turbine utilizate în CET și aceeași durată anuală de utilizare, economia specifică de combustibil Δb_e și Δb_{cp} scad pe măsură ce α^n_h crește, indiferent de parametrii inițiali ai aburului la CET, față de cei ai CTE înlocuită. Ordinea se inversează în cazul economiei specifice de combustibil Δb_c.

Diagramele prezentate în fig. 3.8—3.10 pot fi utilizate pentru stabilirea eficienței termoficării urbane, față de producerea separată, în funcție de condițiile climaterice și de valoarea coeficientului optim de termoficare, pentru diverse tipuri de turbine de termoficare cu care este echipată CET.

Concluziile rezultate sînt aceleași și în cazul în care combustibilul utilizat în CET, CT și CTE înlocuite sînt gazele naturale, numai că în acest caz mărimile absolute ale economiei de combustibil (Δb_e, Δb_c, Δb_{cp}) sînt mult mai mici decît în cazul funcționării pe cărbune a CTE înlocuite [3.9].

Calculele tehnico-economice arată că, pentru un anumit coeficient de termoficare α^n_h, deci pentru o anumită putere instalată în CET, în funcție de tipul turbinelor de termoficare utilizate, eficiența termoficării depinde esențial de raportul parametrilor.

3.3. Încadrarea CET în sistemul energetic și distribuția sarcinilor între turboagregate

3.3.1. Eficiența termică a producerii puterii electrice de vîrf

Această eficiență se reflectă asupra economiei de combustibil care se realizează în cadrul soluției de termoficare, față de producerea separată a căldurii și energiei electrice pe baza relației

$$\Delta B = B_{sep} - B_{comb} = \frac{Q^a}{H_i}\left(\frac{1}{\eta^{CT}_C} - \frac{1}{\eta^{CET}_c \cdot \eta_{rt}}\right) + E_T(b_T - b_{CTE}) - \\ - E^{ed}_{CET}(b^{ed}_{CET} - b_{CTE}) \quad [\text{kg c.c./an}], \tag{3.35}$$

în care termenul $[E^{cd}_{CET}(b^{cd}_{CET} - b_{CTE})]$ este cel care diminuează valoarea acestei economii (notațiile sînt cele utilizate anterior).

Ca urmare, una din tendințele urmărite la CET este micșorarea producției energiei electrice în condensație (E^{cd}_{CET}) și a diferenței între consumurile specifice de combustibil ($b^{cd}_{CET} - b_{CTE}$).

În cele ce urmează se analizează domeniul și condițiile raționale de folosire a puterii adiționale a CET și efectele asupra consumului specific de combustibil b^{cd}_{CET} și asupra economiei de combustibil.

Majoritatea turbinelor de termoficare cu condensație și prize reglabile, existente la noi în țară, permit mărirea puterii electrice cu 15—25% peste valoarea nominală, prin reducerea încărcării prizelor de termoficare, urbane sau industriale. Această putere suplimentară este utilizată de sistemul energetic pentru acoperirea vîrfului sarcinii electrice și ca rezervă operativă sau de avarie. Deoarece reducerea sarcinii termice livrată consumatorului depinde de natura acestuia, rezultă că obținerea puterii suplimentare, dacă nu se instalează capacități termice de vîrf, are un caracter sezonier în cazul consumatorilor urbani, sau dependent de cerințele procesului tehnologic, în cazul consumatorilor industriali.

3.3.1.1. *Procedeele de obținere a puterii de vîrf la CET*

Procedeele de obținere a puterii de vîrf la CET:

I) supraîncărcarea „forțată", în limitele admise de constructor, a turbinelor, peste puterea nominală, cu păstrarea în funcțiune a preîncălzitoarelor regenerative de înaltă presiune (PIP) și fără limitarea sarcinii termice la prizele de termoficare, adică prin utilizarea rezervelor interne ale agregatelor;

II) deconectarea provizorie a PIP-lor;

III) reducerea provizorie a sarcinii prizelor reglabile industriale;

IV) reducerea provizorie a sarcinii prizelor urbane.

Fiecare din cele patru procedee este caracterizat prin mărimea puterii de vîrf și prin variația acesteia în funcție de consumul specific suplimentar de căldură pentru obținerea acesteia, $q_{vîrf}$, în kJ/kJ. Mărimea acestui indice arată eficiența energo-economică a obținerii energiei electrice de vîrf. Cele patru metode se prezintă în ordinea creșterii $q_{vîrf}$.

I. **Procedeul supraîncărcării forțate a turbinelor** peste puterea nominală, fără deconectarea PIP-lor sau a reducerii sarcinii prizelor de termoficare, are valoarea minimă a lui $q^{I}_{vîrf}$. Acest procedeu permite obținerea unei puteri $P^{I}_{vîrf}$ peste valoarea nominală, cu menținerea debitului maxim de abur prin CIP, după cum rezultă din tabelul 3.1, pentru diferite turbine de termoficare utilizate la noi în țară [3.11].

Din tabel rezultă că, la obținerea puterii de vîrf suplimentare $P^{I}_{vîrf}$, economicitatea procesului termic al turbinei se reduce, consumul specific $q^{I}_{vîrf}$ al agregatului de termoficare fiind în cele mai multe cazuri mai mare decît

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.1

Valorile P^I_{virf} și q^I_{virf} pentru unele turbine de termoficare

Tipul turbinei	Regimul de funcționare							Debit specific de căldură în condensație pură q_{cond}	
	nominal*			forțat (la p_p nominală)					
	D_0	D_{pu}	D_{pi}	D_0^{max}	P^I_{virf}	q^I_{virf}			
	t/h	t/h	t/h	t/h	MW	kJ/kJ	kcal/kWh	kJ/kJ	kcal/kWh
T-25-90 (VT-25-5)	130	92	—	150	29,7	2,72	2 340	2,84	2 440
T-50-130 (VT-50-1)	245,5	180	—	268	55,5	2,65	2 280	2,64	2 270
T-100-130 (VT-100-1)	445	310	—	460	104,2	2,49	2 140	2,45	2 210
PT-25-90 (VPT-25-3)	167	51	72	200	33,7	2,54	2 180	2,86	2 460
PT-25-90 (VPT-25-4)	160	53	70	190	32,2	2,70	2 320	2,88	2 470
PT-50-130/7 (VPT-50-4)	274	40 Gcal/h	118	300	57,1	2,56	2 200	2,71	2 330
PT-60-90/13 (VPT-50-2)	392	115	165	410	64,5	2,57	2 210	2,75	2 360
PT-60-130/13 (VPT-50-3)	351	100	140	382	66,8	2,74	2 355	2,62	2 250

* D_0 este debitul de abur intrat în turbină; D_{pu} — debitul de abur la priza urbană; D_{pi} — debitul de abur la priza industrială.

cel aferent regimului de condensație pură q_{cond}. Creșterea consumului specific q^I_{virf} are loc datorită faptului că o serie de trepte ale turbinei funcționează într-un regim diferit de cel de calcul, iar presiunea la prize poate să crească peste valoarea necesară.

Consumul specific de căldură q^I_{virf} se calculează cu relația:

$$q^I_{virf} = \frac{\Delta Q^I_{virf}}{\Delta P^I_{virf}} = \frac{D_0^{max}(i_0 - i_{al}^{max}) - D_0^n(i_0 - i_{al}^n)}{P^I_{virf} - P^n} \quad [kJ/k], \qquad (3.36)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : D_o^{max}, D_o^n este debitul de abur intrat în turbină în regimul „forțat" și cel nominal, în kg/s ;

$P_{vîrf}^{I}$, P^n — puterea turbinei la vîrf (forțată) și aceea nominală, determinată din diagrama de regimuri, în kW ;

i_0, i_{al}^{max}, i_{al}^n — entalpia aburului viu și a apei de alimentare în regimul maxim (forțat) și cel nominal de funcționare, în kJ/kg.

II. **Deconectarea provizorie a PIP-lor**, pentru obținerea puterii de vîrf $P_{vîrf}^{II}$, nu se poate determina din diagrama de regimuri a turbinei, care este construită pentru funcționarea ciclului regenerativ complet. Acceptîndu-se, ca și în cazul I, debitul maxim de abur prin CJP, puterea suplimentară de vîrf astfel obținută se determină cu relația :

$$\Delta P_{vîrf}^{II} = \sum_{j=1}^{m} \frac{(D_j \cdot h_{ij})^{PIP} \cdot \varphi_j \cdot \eta_{mg}}{\psi_j} \quad [kW], \tag{3.37}$$

în care : D_j^{PIP} este debitul de abur pentru PIP_j, la debitul de abur viu D_0^{max}, în kg/s ;

h_{ij}^{PIP} — căderea reală de entalpie în turbină aferentă PIP_j, de la punctul de priză pînă în condensator, în kJ/kg ;

φ_j, ψ_j — coeficienți care țin seama de puterea suplimentară obținută pe seama preîncălzirii regenerative a condensatului din debitul de abur D_j^{PIP} deconectat și din debitul de abur al prizelor regenerative.

Cu toate că debitul D_0^{max} rămîne constant, fluxul termic corespunzător destinderii în întreaga turbină crește. Debitul specific $q_{vîrf}^{II}$ se calculează cu relația :

$$q_{vîrf}^{II} = \frac{\Delta Q_{vîrf}^{II}}{\Delta P_{vîrf}^{II}} = \frac{D_0^{max}(i_{al}^{max} - i'_{al})}{\Delta P_{vîrf}^{II}} \quad [kJ/kJ], \tag{3.38}$$

în care i'_{al} este entalpia apei de alimentare, cu PIP-urile deconectate.

În exploatare, puterea $\Delta P_{vîrf}^{II}$ trebuie obținută după $P_{vîrf}^{I}$, adică după utilizarea capacității de trecere a *IP* și *MP*.

III, IV. **Reducerea provizorie a sarcinii termice la prizele turbinelor de termoficare**, cu folosirea capacității totale de trecere a CIP, conduce la menținerea constantă a fluxului termic, prin turbină și redistribuirea acestuia prin mărirea celui corespunzător CJP. Reducerea sarcinii termice a prizelor are loc cu condiția satisfacerii complete a consumatorilor de căldură, fiind necesar un debit suplimentar de căldură de la cazanele de vîrf sau de la cele energetice.

Reducerea sarcinii termice a prizelor este :

$$Q_p^{III(IV)} = \Delta D_p^{III(IV)}(i_p - i_{ps}) \quad [kJ/s], \tag{3.39}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : ΔD_p este valoarea reducerii debitului de abur al prizei, în kg/s ;
i_p, i_{ps} — entalpia aburului la priză și a condensatului acestuia, în kJ/kg.

Valoarea maximă $\Delta D_p^{III(IV)}$ se determină din condiția încărcării complete a părții turbinei de după priză (*MP* sau *CJP*), din relațiile :

$$\Delta D_{P_i}^{III} = \frac{D_0^{max}}{D_{CIP}^{max}} - D_{CMP}^{max} \quad [kg/s]$$

$$\Delta D_{P_u}^{IV} = \frac{D_{CMP}^{max}}{D_{CMP}^{max}} - D_{CJP}^{max} \quad [kg/s]. \qquad (3.40)$$

în aceste condiții puterea maximă de vîrf este :

$$\Delta P_{vîrf}^{III(IV)} = P_n - \frac{\varepsilon_p (h_i \cdot \varphi)_{pui}^{CPI}}{(h_i \cdot \varphi) pu_i + \beta_c^{min} (h_i \cdot \varphi)_c} \quad [kW], \qquad (3.41)$$

iar debitul specific de căldură pentru obținerea ei este

$$q_{vîrf}^{III(IV)} = \frac{\Delta Q_p}{\Delta P_{vîrf}^{III(IV)}} \quad [kJ/kJ] \qquad (3.42)$$

în care : $\varepsilon_p = \frac{\Delta D_p^{III(IV)}}{D_p^n}$ și se poate determina analitic ;

$\beta_C = \frac{\Delta D_p^{III(IV)}}{D_c^{min}}$, în care D_c^{min} este debitul minim de abur în condensator.

Obținerea puterii de vîrf prin reducerea sarcinii termice a prizei reglabile, se analizează în general avîndu-se în vedere priza urbană. În unele cazuri, în care există o rezervă de debit de abur în cazanele CET, poate deveni eficientă obținerea puterii de vîrf prin reducerea parțială provizorie, în timpul sarcinii electrice de vîrf, a prizei reglabile industriale, cu compensarea debitului de abur prin stații de reducere și răcire. Acest ultim procedeu conduce la valori ale consumului specific $q_{vîrf}^{III}$ mai mici decît $q_{vîrf}^{IV}$, datorită potențialului mai ridicat al aburului prizei reglabile superioare. Din aceste cauze, procedeul III trebuie să preceadă totdeauna reducerea sarcinii prizelor urbane, acolo unde aceasta este posibil. Astfel, la parametrii aburului viu de 127 bar și 565°C, pentru $p_{p_i} = 12{,}7$ bar și $p_{p_u} = 1{,}2$ bar, valorile medii ale consumurilor specifice de căldură $q_{vîrf}^{III}$ și $q_{vîrf}^{IV}$ sînt 3,49 și 6,05 kK/kJ (3000 și 5 200 kcal/kWh) [3.11].

Scanned with OKEN Scanner

La reducerea sarcinii prizei industriale, puterea electrică suplimentară $\Delta P_{vîrf}^{III}$, obținută prin utilizarea rezervei de debit al cazanelor, se determină pe baza bilanțului material și termic al SRR.

Mărimile $\Delta D_p^{III(IV)}$ și $\Delta P_{vîrf}^{III(IV)}$ se pot determina din diagrama de regimuri a turbinei, cunoscîndu-se D_{CIP}^{max}, D_{CMP}^{max} și D_{CJP}^{max}.

În tabelul 3.2 sînt prezentate rezultatele comparative privind $\Delta P_{vîrf}$, $P_{vîrf}^{total}$ și $P_{vîrf}$, cu cele patru procedee amintite, pentru cazul unei turbine PT-60-130/13.

Tabelul 3.2

Valorile comparative $\Delta P_{vîrf}$, $P_{vîrf}^{total}$, $q_{vîrf}$, la turbina PT-60-130/13

Indici		Procedeul de obținere a $\Delta P_{vîrf}$			
		I	II	III	IV
D_{CIP}^{max}, t/h		392	392	392	392
D_{p_i}, t/h		140	140	110	140
p_{p_i}, bar		13,4	15,7	15,7	13,4
D_{p_u}, t/h		100	100	100	23
p_{p_u}, bar		1,18	1,18	1,18	1,8
i'_{al}, kJ/kg		1 080	950	1 080	1 080
$\Delta P_{vîrf}$, MW		8,80	4,65	3,70	6,75
$P_{vîrf}^{total}$, MW		68,8	73,45	72,50	75,55
$q_{vîrf}$	kJ/kJ	2,78	3,03	5,35	7,1
	kcal/kWh	2 390	2 600	4 600	6 100

În cazul folosirii parțiale a puterii electrice de vîrf, $q_{vîrf}$ se micșorează. De aceea, valoarea care caracterizează regimul de funcționare cu suprasarcină a turbinei este valoarea medie anuală a consumului specific „$q_{vîrf}^{med}$" :

$$q_{vîrf}^{med} = \frac{1}{\tau_{vîrf}^{\Sigma}} \cdot \int_0^{\tau_{vîrf}} q_{vîrf} \cdot d\tau \quad [kJ/kJ] \tag{3.43}$$

în care $\tau_{vîrf}^{\Sigma}$ este durata anuală totală de funcționare a agregatului respectiv pentru acoperirea sarcinilor electrice de vîrf, cu $P^{max} > P^{n}$. Deci $q_{vîrf}^{med}$ depinde de gradul de utilizare a puterii electrice de vîrf și de corelarea acesteia cu variațiile sarcinii termice.

Scanned with OKEN Scanner

3.3.1.2. *Disponibilitatea puterii electrice suplimentare în cazul turbinelor cu condensație și priză reglabilă urbană*

În cazul turbinelor cu condensație și priză reglabilă urbană disponibilitatea puterii electrice suplimentare și folosirea ei rațională trebuie analizată în funcție de condițiile climaterice (temperatura exterioară).

Mai jos sînt prezentate aspectele tehnice ale funcționării turbinelor T-50-130 și T-100-130, existente în diversele CET din țara noastră. Calculele s-au efectuat pentru sisteme închise de alimentare cu căldură, funcționînd cu apă fierbinte la parametrii de calcul 150/70°C. De asemenea s-a considerat că, în orice regim, debitul de abur viu al turbinei D_0 rămîne constant.

Ca regim de referință s-a considerat funcționarea după graficul termic, cu debitul nominal de abur viu, cu sarcina termică nominală Q^n_{pu} și cu debitul minim de abur în condensator.

Sarcina termică urbană a turboagregatului este determinată de variația celor trei parametrii de bază, conform relației :

$$Q_{pu} = W(t_a - t_{al}) \qquad [kJ/s], \tag{3.44}$$

în care : W este echivalentul în apă al debitului de apă din rețea, în kJ/s ;

t_a, t_{al} — temperatura apei la ieșirea și intrarea din preîncălzitoarele de rețea, în °C.

În cazul obținerii unei puteri suplimentare, se reduce sarcina termică Q_{pu} și crește corespunzător sarcina termică a instalațiilor de rezervă ale CET ; temperatura t_{al} rămîne constantă. Deci reducerea sarcinii termice a turbinei se poate obține fie prin reducerea temperaturii t_a, la $W = \text{const}$, sau prin variația debitului de apă W care trece prin schimbătoarele de bază (prin ocolirea acestora), la $t_a = \text{const}$. În ambele cazuri, cu $D_0 = \text{const}$, debitul de abur la prizele urbane D_{pu} va scădea și va crește debitul de abur destins în *CJP*, modificîndu-se presiunile în camerele prizelor urbane, superioară și inferioară.

Modificarea presiunilor la prize este determinată de construcția turbinei, de temperatura exterioară t_e, de coeficientul de termoficare nominal α^n_h și de modul de variație a sarcinii termice, după cum rezultă din fig. 3.11.

În această figură s-au considerat numai regimurile cu $W = \text{const}$ și t_a variabilă, care conduc la o eficiență energetică mai mare, deoarece în acest caz prin reducerea sarcinii termice se obține o putere suplimentară mai mare [3.12].

Efectul reducerii sarcinii termice ΔQ_{pu} asupra funcționării prizelor de termoficare urbane prezintă două aspecte caracteristice : odată cu creșterea ΔQ_{pu} pînă la o valoare oarecare ΔQ^{CNP}_{pu}, supapele *CJP* se deschid complet.

Scanned with OKEN Scanner

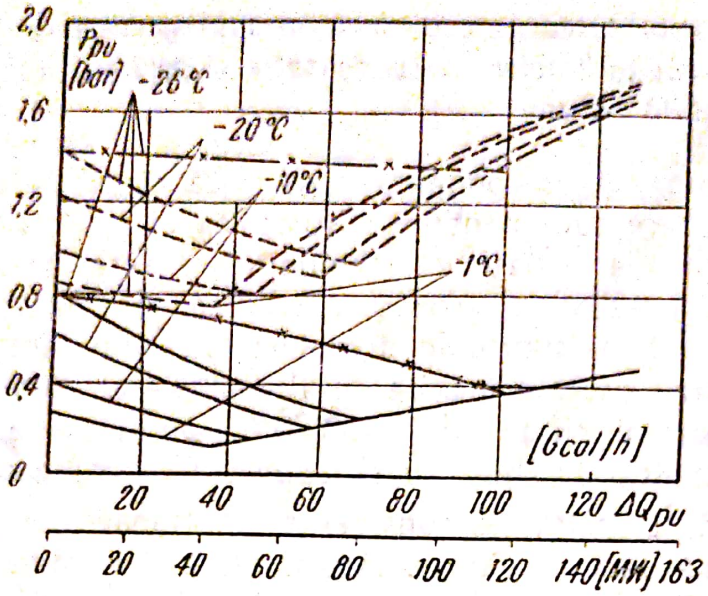


Fig. 3.11. Variația presiunii la prizele de termoficare urbană ale turbinei T-100-130, în funcție de reducerea sarcinii termice ΔQ_{pu}, pentru $\alpha_h^n = 0,5$:

—— priza inferioară ; – – – – priza superioară în cazul W=ct. ; —x—x—x— în cazul t_a=ct. și W — variabil.

Scăderea ulterioară a sarcinii termice ($\Delta Q_{p_u} > \Delta Q_{p_u}^{CNP}$), la preîncălzirea în două trepte a apei de rețea, este posibilă numai prin ocolirea parțială a preîncălzitoarelor de rețea (W = variabil) și creșterea corespunzătoare a temperaturii t_a, ceea ce duce la creșterea simultană a presiunii la ambele prize de termoficare. Acest regim de funcționare al turbinei se numește *regim cu creșterea naturală a presiunii* (CNP).

În regimurile cu CNP, presiunea în camera inferioară a prizei urbane este determinată de reducerea sarcinii termice ΔQ_{p_u} și nu depinde de t_e și α_h^n; presiunea în camera superioară a prizei depinde însă de ΔQ_{p_u} și t_e. Mărimea $\Delta Q_{p_u}^{CNP}$, care corespunde începutului regimurilor cu creșterea naturală a presiunii prizei, este determinată de construcția turbinei de t_e și α_h^n, cum și de modul în care are loc reducerea sarcinii termice în regimurile fără CNP. Odată cu creșterea α_h^n și cu scăderea temperaturii exterioare, valoarea $\Delta Q_{p_u}^{CNP}$ crește ($\Delta Q_{p_u}^{CNP}$ corespunde în fig. 3.11 cu punctul de frîngere al curbelor de variație ale presiunilor la prize).

Pentru unele regimuri de funcționare, creșterea naturală a presiunii se poate evita prin trecerea la preîncălzirea într-o singură treaptă a apei din rețea. Aceste regimuri impun manevre suplimentare în instalația de termoficare a turbinei și în sistemul de reglare al acesteia, ceea ce în majoritatea cazurilor este mai puțin economic.

Scanned with OKEN Scanner

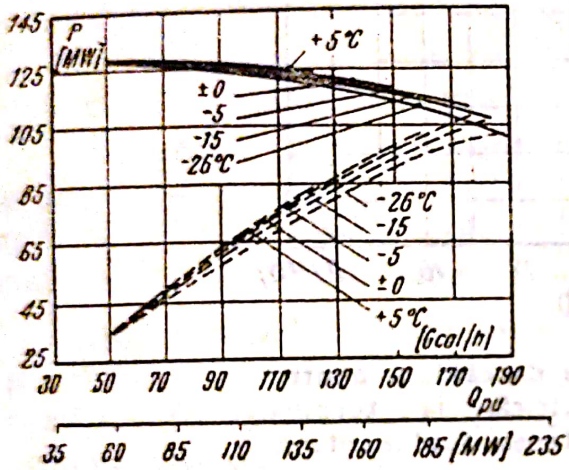


Fig. 3.12. Variația puterii electrice a turbinei T-100-130 în funcție de sarcina termică la prize (Q_{p_u}) :

1 — puterea electrică totală ; *2* — puterea în regim de termoficare.

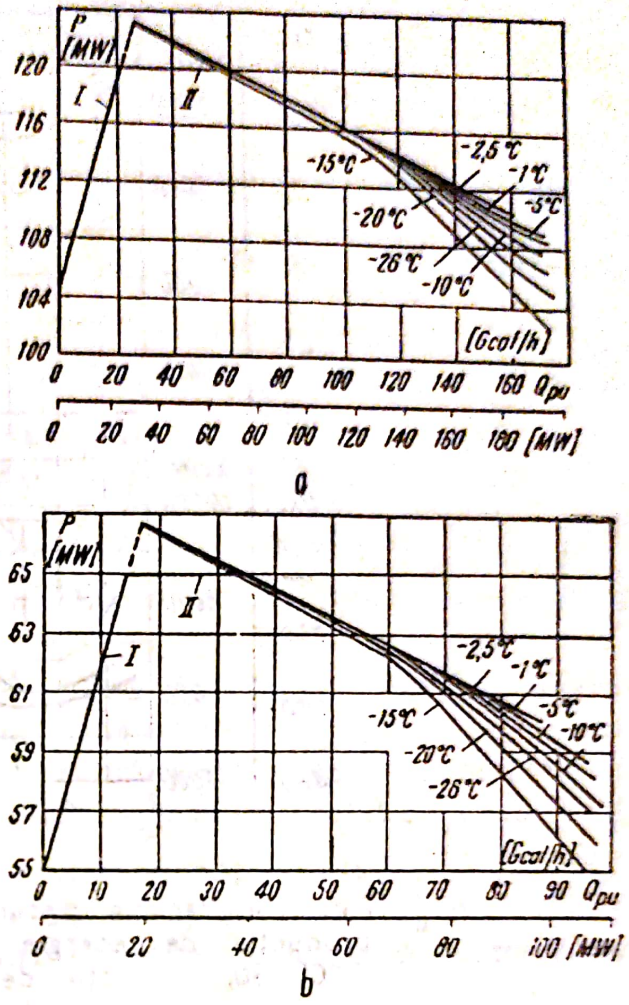


Fig. 3.13. Variația puterii maxime a turbinelor T-100-130 și T-50-130, în funcție de sarcina termică, pentru $\alpha_h^n = 0,5$:

a — T-100-130, la $D_0^n = 460$ t/ha ; *b* — T 50-130, la $D_0^n = 256$ t/h. *I, II* — limitarea puterii maxime datorită capacității de trecere a CJP, respectiv a sarcinii maxime a turbinei sau a generatorului electric.

În fig. 3.12 este prezentată variația puterii electrice a turbinei T-100-130, în funcție de sarcina termică la priză (Q_{p_u}), pentru diverse temperaturi exterioare [3.13], iar în fig. 3.13 curbele de variație ale puterii suplimentare a turbinei respective, în funcție de reducerea sarcinii termice ΔQ_{p_u}. Se constată, că, din punctul de vedere al creșterii puterii disponibile, eficiența descărcării prizelor de termoficare nu este aceeași pe întregul interval de variație posibilă a sarcinii termice.

Puterea suplimentară maximă care poate fi obținută prin reducerea sarcinii termice este limitată de debitul maxim de abur admis în CJP și de puterea maximă a generatorului electric.

Scanned with OKEN Scanner

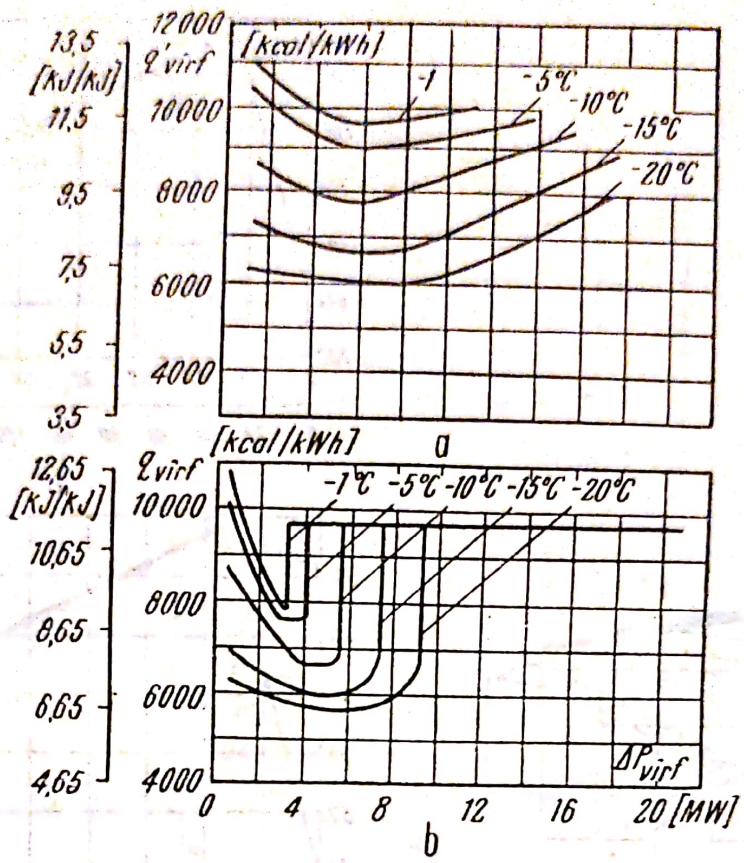


Fig. 3.14. Variația consumului de căldură pentru producția de energie electrică, la turbina T-100-130, în funcție de puterea suplimentară, la $\alpha_h^n = 0{,}5$:

a — după formula $q'_{virf} = \dfrac{\Delta Q_{pu}}{P_{virf}}$; *b* — după formula (3.45).

Diagramele de variație a puterii maxime ale turbinelor T-50-130 și T-100-130, la $D_0^n = \text{ct.}$, sînt date în fig. 3.13. Se constată că la turbina T-100-130 puterea de 120 MW se poate obține la toate temperaturile aerului exterior, prin reducerea sarcinii termice la $Q_{pu} = 29{,}1 \ldots 67{,}5$ MW (25—58 Gcal/h). Pentru turbina T-50-130 puterea maximă de 65 MW poate fi obținută la $Q_{pu} = 16{,}3 \ldots 39{,}6$ MW (14—34 Gcal/h). Creșterea puterii peste aceste valori este limitată de puterea maximă admisă a generatorului electric.

Aprecierea cantitativă a eficienței reducerii sarcinii termice a turbinei, în scopul obținerii puterii electrice suplimentare, se face cu ajutorul consumului specific suplimentar de căldură, determinat cu relația (3.42) sau cu relația :

$$q_{virf} = \frac{\eta_e}{\eta_{cr}} \cdot \lim_{\Delta P \to 0} \frac{\Delta Q_{pu}}{\Delta P} = f(P,\ t_e,\ \alpha_h^n) \quad [\text{kJ/kJ}], \tag{3.45}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care η_c, η_{cv} este randamentul cazanului energetic, respectiv al sursei termice de vîrf.

În fig. 3.14 sînt prezentate curbele de variație a consumului specific de căldură q_{virf}, pentru $\alpha_h^n = 0{,}5$ [3.12].

Se constată că debitul specific de căldură raportat la producția totală de energie electrică $q_e = \frac{Q_{turb} - Q_{p_u}}{P}$ crește de la cca. 1,05 kJ/kJ (900 kcal/kWh), la $\Delta Q_{p_u} = 0$, pînă la cca. 2,33 kJ/kJ (2 000 kcal/kWh) la puterea maximă suplimentară, Q_{turb} fiind fluxul termic al debitului de abur care intră în turbină, în kJ/s.

Pentru regimurile de funcționare a turbinei fără CNP, q_{virf} depinde de t_e și α_h^n iar la temperaturi exterioare ridicate, depinde și de valoarea puterii suplimentare. Astfel, la turbinele examinate, de 50 și 100 MW, $q_{virf} = 4{,}65 \ldots$ $\ldots 11{,}63$ kJ/kJ (4 000 — 10 000 kcal/kWh), valorile mai mici corespunzînd temperaturilor exterioare mai coborîte.

În regimurile de funcționare cu CNP, $q_{virf} \simeq 11{,}63$ kJ/kJ (10000 kcal/kWh) și practic nu depinde de t_e, α_h^n și ΔP. La trecerea de la regimurile de funcționare fără CNP la cele cu CNP, q_{virf} se modifică brusc, ceea ce se explică prin modificarea semnului relației $\Delta P_{CJP} = f(\Delta(Q_{p_u})$ în punctul $\Delta Q_{p_u} = \Delta Q_{p_u}^{CNP}$,

Deci, prin reducerea sarcinii termice, se poate obține la turbinele T-50-130 și T-100-130 o putere suplimentară (la $\alpha_h^n = 0{,}5$) de 11—17% din puterea nominală. La temperaturi exterioare mai coborîte se obține o putere suplimentară mai mare.

Alegerea finală a domeniului rațional de folosire a puterii suplimentare a CET, obținută prin descărcarea parțială și temporară a prizelor de termoficare ale turbinei, trebuie făcută numai în urma unor calcule tehnico-economice. Acestea trebuie să țină seama de faptul că reducerea sarcinii termice a prizei face necesară creșterea suplimentară a capacității termice a instalațiilor de vîrf, la temperatura exterioară de calcul [3.13].

În exploatare, trecerea la regimurile cu creșterea puterii disponibile a CET este ușurată de faptul că sistemul de reglare al turbinei este prevăzut pentru funcționarea atît în regim termic, cît și în regim de condensație. Reglarea sarcinii cazanului nu este necesară, deoarece turbina funcționează cu un debit de abur constant.

O problemă o constituie funcționarea turnurilor de răcire pe toată perioada de încălzire, cu toate că o mare parte din zi ele nu sînt folosite. Acest regim necesită măsuri speciale pentru prevenirea înghețării turnurilor de răcire.

Deoarece includerea turnurilor de răcire și a cazanului de vîrf suplimentar în schema activă a centralei necesită un oarecare timp, metoda expusă

Scanned with OKEN Scanner

de creștere a puterii disponibile nu poate fi considerată ca folosirea „rezervei turnante" a sistemului energetic, ceea ce trebuie luat în considerare cînd se aleg regimurile de utilizare a puterii maxime a CET de către dispecer.

3.3.1.3. *Cazul turbinelor cu condensație și două prize reglabile*

În cazul turbinelor cu condensație și două prize reglabile, principiul obținerii puterii suplimentare este același. În perioada maximului sarcinii electrice, se descarcă priza industrială a mașinii (în limite posibile) și aburul rămas disponibil se destinde pînă în condensator. Reducerea sarcinii termice a prizei industriale trebuie compensată din instalații suplimentare ; cantitatea de căldură livrată consumatorului rămîne aceeași.

Consumul specific de căldură pentru 1 kW putere suplimentară se calculează cu relația (3.45), în care ΔQ_p reprezintă reducerea sarcinii termice a prizei industriale, în timp ce sarcina termică a prizei urbane și debitul de abur intrat în turbină rămîn constante.

În acest caz, raportul $\Delta Q_p/\Delta P$, respectiv consumul specific de căldură suplimentar, depinde de gradul de supraîncărcare electrică a turbinei. Aceasta se explică prin faptul că pe măsura descărcării prizei industriale, de la o anumită valoare a debitului de abur destins în *CJP*, economicitatea trecerii lui în condensator scade, din cauza supraîncărcării *CJP*. Simultan, se reduce indicele de termoficare determinat de consumul de căldură al prizei urbane, din cauza creșterii presiunii aburului la priza respectivă.

Analiza eficienței energetice și a domeniului de obținere a puterii electrice de vîrf la turbinele de termoficare, prin reducerea parțială temporară a sarcinii termice la priza industrială, este prezentată în cele ce urmează pentru cazul turbinelor PT-50-130/7 (VPT-50-4) și PT-60-130/13 (VPT-50-3), instalate într-o serie de CET din țara noastră.

Pentru turbina PT-50-130/7, condițiile de calcul au fost : $D_0 = 275$ t/h ; debitul de abur la priza industrială $D_{p_i} = 120$ t/h, debitul de condensat returnat 50%, deci sarcina termică industrială $Q_{p_i} = 89$ MW (76,5 Gcal/h) ; debitul de căldură la prizele urbane $Q_{p_u} = 44$ MW (38,7 Gcal/h), α_h^n pentru consumul urban s-a considerat 0,5 ; cota sarcinii de alimentare cu apă caldă $\rho = 20\%$, fără folosirea fasciculului de termoficare din condensator ; ca sursă de căldură suplimentară la CET s-a prevăzut folosirea cazanelor de abur de joasă presiune [3.13].

În fig. 3.15 este prezentată variația puterii disponibile a turbinei în funcție de mărimea debitului însumat de căldură livrat din prizele turbinei, iar în fig. 3.16 curba de modificare a economicității termice a puterii suplimentare obținută (curba 2).

Scanned with OKEN Scanner

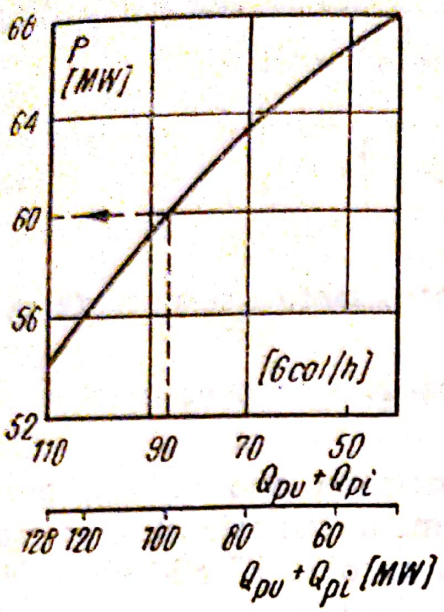


Fig. 3.15. Variația puterii disponibile a turbinei PT-50-130/7 în funcție de mărimea debitului însumat de căldură livrat din turbină, pentru D_0 = 275 t/h = ct.

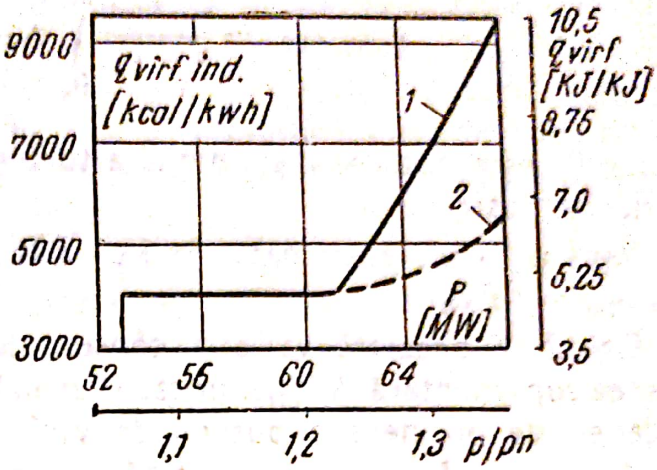


Fig. 3.16. Variația consumului specific de căldură pentru obținerea puterii de vîrf la turbina PT-50-130/7, prin descărcarea parțială a prizei industriale, în funcție de mărimea puterii electrice totale:

1 — consumul specific parțial de căldură;
2 — consumul specific mediu, în limitele de creștere a puterii disponibile a turbinei.

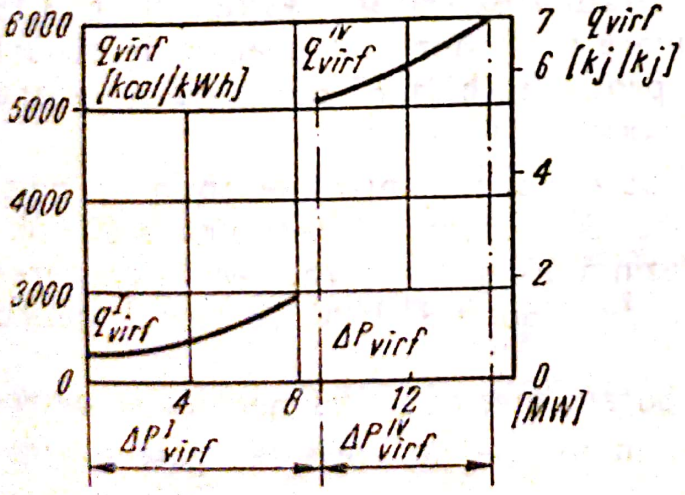


Fig. 3.17. Variația consumului specific de căldură pentru puterea suplimentară la turbina PT-60-130/13 (la folosirea primului și celui de al patrulea procedeu).

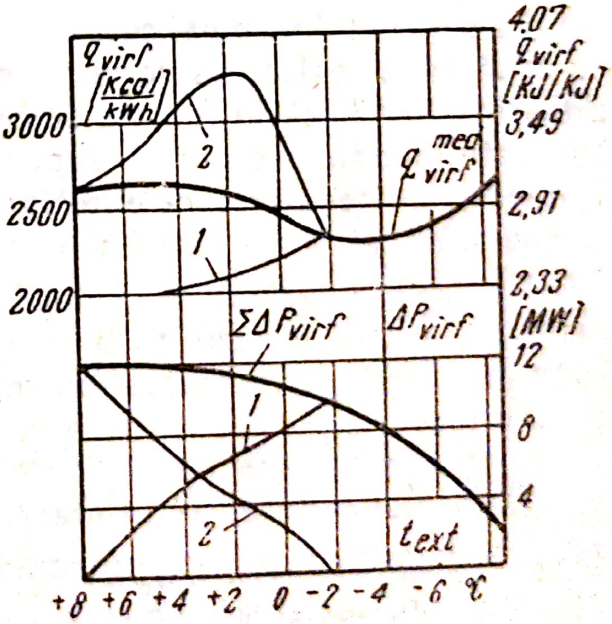


Fig. 3.18. Variația consumului specific de căldură și a puterii suplimentare, în funcție de temperatura exterioară, pentru turbina PT-60-130/13.

1 — la p_{pu} corespunzătoare t_e; 2 — la p_{pu} corespunzătoare Δ_0^{max} al turbinei.

Scanned with OKEN Scanner

Consumul specific mediu de căldură, stabilit pentru intervalul examinat de creștere a puterii disponibile a CET, se obține din relația :

$$\bar{q}_{virf \cdot ind.} = \frac{1}{P - P_b} \int_{P_b}^{P} q_{virf \cdot ind} \, dP \quad [kJ/kJ], \tag{3.46}$$

în care P_b este puterea disponibilă a turbinei pentru sarcina termică de calcul a prizei industriale.

Pentru cazul examinat, în fig. 3.16, curba 2, este prezentată funcția $q_{virf \cdot ind} = f(P/P_n)$.

Fig. 3.17 prezintă variația consumului specific de căldură q_{virf} pentru puterea suplimentară ΔP_{virf}, în cazul utilizării primului și a celui de al patrulea procedeu de obținere a puterii de vîrf, pentru turbina PT-60-130/13 [4.2].

Creșterea q^{I}_{virf}, la mărirea ΔP^{I}_{virf} pînă la valoarea limită admisă, se explică prin înrăutățirea economicității *JP* și *MP* (creșterea presiunii înaintea *CMP*). La obținerea în continuare a ΔP^{IV}_{virf}, prin reducerea sarcinii termice a prizei urbane, creșterea consumului specific de căldură q^{IV}_{virf} este determinată de caracteristica *JP* ; la utilizarea completă a puterii suplimentare ΔP^{IV}_{virf}, q^{IV}_{virf} poate ajunge pînă la 7,1 kJ/kJ (6 100 kcal/kWh), După cum se vede, valorile q^{IV}_{virf} astfel obținute sînt mult mai mici decît cele ale turbinelor T-100-130 sau T-50-130.

Ca și în cazul turbinei cu condensație și prize reglabile urbane, la turbinele cu două prize reglabile sarcina termică a prizei urbane și presiunea corespunzătoare se modifică în funcție de temperatura exterioară. Astfel, în fig. 3.18 sînt date modificările puterii suplimentare și ale debitului specific de căldură în funcție de temperatura exterioară pentru turbina PT-60-130-13 și variația temperaturii apei din rețeaua de termoficare.

Calculele au arătat că primii kW putere suplimentară se obțin cu indici mai buni. Astfel, în cazul turbinei PT-50-130/7, pentru puteri pînă la 60 MW, consumul specific de combustibil reprezintă 680 g c.c./kWh. Pentru creșterea puterii turbinei pînă la limita maximă, de la 60 la 67 MW, consumul specific de combustibil crește de 2,1 ori.

Domeniul rațional de utilizare a puterii electrice suplimentare se determină prin calcule tehnico-economice, în funcție de creșterea puterii agregatului peste valoarea nominală, ca și în cazul turbinelor cu condensație și priză reglabilă urbană. În baza acestor calcule se stabilește numărul anual de ore pentru utilizarea puterii suplimentare, în funcție de gradul de suprasolicitare a agregatelor [3.13]. În orice caz, limitarea puterii de vîrf a CET pînă la valori justificate economic permite mărirea considerabilă a duratei de utilizare a sa, comparativ cu varianta deconectării totale a prizei industriale.

Scanned with OKEN Scanner

Realizarea puterii de vîrf la aceste turbine nu este legată de greutăți privind reglarea turboagregatului și nu necesită modificarea funcționării cazanelor energetice. Măsuri speciale necesită numai asigurarea funcționării turnurilor de răcire în perioada de iarnă, cu opriri de lungă durată în cursul zilei.

Datorită avantajului esențial al puterii de vîrf a CET, faptul că nu este limitată tehnic pe durata folosirii ei, ci este limitată numai de considerente economice, dă posibilitatea să poată fi folosită ca rezervă de sezon a sistemului energetic.

Pentru realizarea acestor regimuri la CET industriale, este necesară existența unor cazane mari de joasă presiune, utilizate atît pentru acoperirea vîrfurilor sarcinii tehnologice și a rezervei în caz de avarie, cît și pentru creșterea rațională a puterii electrice [3.14].

3.3.2. Repartizarea sarcinilor termice și electrice între turbinele CET urbane

Bilanțul energetic al unei turbine de termoficare cu condensație și prize reglabile permite exprimarea fluxului termic pentru producerea energiei electrice sub forma :

$$Q_e = Q_{ct} + (q'_T + \Delta q'_c)P - \Delta q'_c \cdot P_p \quad [\text{kW}], \tag{3.47}$$

în care : P, P_p este puterea electrică totală și puterea în termoficare a turbinei, în kW ;

Q_{ct} — mărimea, considerată convențional constantă, a fluxului termic aferent producerii energiei electrice, care include fluxul termic corespunzător compensării pierderilor permanente mecanice și electrice, precum și valoarea convențional constantă a pierderilor de căldură în condensator, în kJ/s ;

q'_T — cota variabilă a consumului specific mediu de căldură pentru producerea energiei electrice în termoficare, în kJ/kJ ;

$\Delta q'_c$ — valoarea medie specifică a acelei părți din pierderile de căldură din condensator, care depinde de puterea în condensație, în kJ/kJ.

Mărimea q'_T este foarte apropiată de creșterea suplimentară relativă a debitului de căldură pentru producerea energiei electrice în termoficare, iar $\Delta q'_c$, pentru mici modificări ale sarcinii electrice, poate fi considerată constantă [3.15].

Scanned with OKEN Scanner

Pentru regimul de condensație pură și cel de termoficare, relația (3.47) devine :

$$Q_e = Q_{ct} + (q'_T + \Delta q'_c) \cdot P \ [\text{kW}], \tag{3.48}$$

respectiv :

$$Q_e = Q_{ct} + q'_T \cdot P \ [\text{kW}], \tag{3.49}$$

Ținîndu-se seama de faptul că relația $P_p = f(Q_{p_u})$ este aproximativ liniară, se poate considera cu suficientă precizie că

$$\Delta P_p = m \cdot \Delta Q_{p_u} \ [\text{kW}], \tag{3.50}$$

în care : Q_{p_u} și ΔQ_{p_u} este sarcina termică a prizelor reglabile ale turbinei și variația sa ;

m — creșterea relativă suplimentară a puterii în termoficare, datorită modificării sarcinii termice.

Modificarea sarcinii termice Q_{p_u} se poate realiza prin variația debitului G de apă vehiculată în rețea, sau a diferenței de temperatură $\Delta t_a = t_a - t_{at}$. Ca urmare se poate scrie :

$$\Delta P_p^G = m_G \cdot \Delta G \ [\text{kW}] \tag{3.51}$$

respectiv

$$\Delta P_p^{\Delta t_a} = m_{\Delta ta} \cdot \delta(\Delta t_a) \ [\text{kW}]$$

în care : m_G, $m_{\Delta ta}$ sînt creșterile relative suplimentare ale puterii în termoficare, datorită modificării debitului de apă, respectiv a încălzirii ei ;

ΔG, $\delta(\Delta t_a)$ — variația debitului și a încălzirii apei de rețea.

După stabilirea legăturii între mărimea consumului de căldură pentru producerea energiei electrice și sarcina termică, urmează determinarea condițiilor optime de repartiție a sarcinilor între turbine. Pentru o repartiție rațională, se utilizează drept criteriu, debitul minim însumat de căldură al turbinelor pentru producerea energiei electrice la o anumită sarcină termică totală dată. În același timp se consideră impusă puterea electrică însumată a turbinelor.

3.3.2.1. *Repartiția sarcinilor termice*

Varianta I. Se admit două turbine *1* și *2* care funcționează după graficul electric și urmează să se determine repartiția optimă a sarcinii termice, cu menținerea constantă a puterii electrice a fiecărui agregat.

Consumul de căldură al celor două turbine pentru producerea energiei electrice va fi conform relației (3.47),

Scanned with OKEN Scanner

$$Q_e^{\Sigma} = Q_{ct}^{\Sigma} + P_1(q'_{T_1} + \Delta q'_{c_1}) - P_{p_1} \cdot \Delta q'_{c_1} + P_2(q'_{T_2} + \Delta q'_{c_2}) - P_{p_2} \cdot \Delta q'_{c_2} \quad [kW] \quad (3.52)$$

În cazul transmiterii sarcinii termice de la turbina 2 la 1 se va modifica puterea în termoficare P_{p_1} și P_{p_2} a ambelor turbine și debitul total de căldură consumată :

$$Q_e^{\Sigma'} = Q_{ct}^{\Sigma} + P_1(q'_{T_1} + \Delta q'_{c_1}) - P_{p_1} \cdot \Delta q'_{c_1} + P_2(q'_{T_2} + \Delta q'_{c_2}) - P_{p_2} \cdot \Delta q'_{c_2} - \\ - \Delta P_{p_1} \cdot \Delta q'_{c_1} + \Delta P_{p_2} \cdot \Delta q'_{c_2} \quad [kW]. \quad (3.53)$$

Variația debitului total de căldură consumată pentru producerea energiei electrice este :

$$\Delta Q_e = Q_e^{\Sigma'} - Q_e^{\Sigma} = - \Delta P_{p_1} \cdot \Delta q'_{c_1} + \Delta P_{p_2} \cdot \Delta q'_{c_2} \quad [kW]. \quad (3.54)$$

Ținînd seama de relația (3.50), rezultă :

$$\Delta Q_e = \Delta Q_{p_u}(- m_1 \cdot \Delta q'_{c_1} + m_2 \cdot \Delta q'_{c_2}) \quad [kW] \quad (3.55)$$

Pentru ca redistribuirea sarcinilor termice între turbine să fie eficientă, este necesar ca $\Delta Q_e < 0$, adică :

$$m_1 \cdot \Delta q'_{c_1} > m_2 \cdot \Delta q'_{c_2} \quad (3.56)$$

În scopul realizării unei economii de căldură, sarcina termică trebuie transmisă turbinei care are valoarea $m \cdot \Delta q'_{c_1}$ cea mai mare. În cadrul acestui produs se ia în considerație simultan indicele relativ al producerii energiei electrice în regim de termoficare și economicitatea regimului de condensație.

Varianta II. Turbina 1 funcționează după graficul electric, iar turbina 2 în regim de termoficare pură. În acest caz, preluarea de către turbina 1 a sarcinii termice ΔQ_{p_u}, de la turbina 2, la putere electrică însumată constantă, conduce inevitabil și la redistribuirea între agregate a puterilor electrice.

Conform relației (3.50), puterea electrică a turbinei 2 se reduce cu valoarea $\Delta P_2 = m_2 \cdot \Delta Q_{p_u}$.

Creșterea sarcinii termice la turbina 1 conduce la mărirea puterii în termoficare a acesteia cu $\Delta P_{p_1} = m_1 \cdot \Delta Q_{p_u}$ și a puterii totale a ei, cu valoarea $\Delta P_1 = \Delta P_2 = m_2 \cdot \Delta Q_{p_u}$.

Ca urmare, modificarea debitului însumat de căldură al celor două turbine pentru producerea energiei electrice, după redistribuția sarcinilor termice, va fi :

$$\Delta Q_e = \Delta Q_{p_u}\{m_2(q'_{T_1} - q'_{T_2}) + \Delta q'_{c_1}[(1 - k_{e_1})m_2 - m_1]\} \quad [kW]. \quad (3.57)$$

în care $k_e = \Delta P_p / \Delta P$ este factorul care exprimă creșterea relativă a puterii în termoficare, la creșterea puterii totale a turbinei.

Scanned with OKEN Scanner

În general, la turbinele moderne, pentru variații ale sarcinii termice ΔQ_{pu} nu prea mari, q_T se modifică neînsemnat și ca urmare se poate considera $q'_{T_1} - q'_{T_2} \approx 0$. Valoarea factorului k_e este întotdeauna mai mică decît unitatea și deci $1 - k_{e_1} > 0$. Rezultă că redistribuirea sarcinilor va fi rațională dacă :

$$m_2 < \frac{m_1}{1 - k_{e_1}} \cdot \tag{3.58}$$

Repartizarea sarcinilor termice între turbine va fi deci rațională dacă sarcina termică se transmite turbinei care are valoarea cea mai mare a creșterii relative suplimentare „m", adică atunci cînd puterea totală în termoficare a celor două turbine devine maximă.

3.3.2.2. *Repartiția sarcinilor electrice*

Se admite că ambele turbine funcționează după graficul electric și o parte din puterea electrică ΔP este preluată de turbina *1* de la turbina *2*, fără modificarea sarcinilor termice.

Modificarea puterii electrice a fiecărei turbine duce la modificarea puterii ei în termoficare. Ca urmare, puterea în termoficare a turbinei *1* crește cu P_{p_1} iar a turbinei *2* scade cu P_{p_2}. Debitul însumat de căldură pentru producerea energiei electrice se va modifica cu valoarea :

$$\Delta Q_e = \Delta P(q'_{T_1} + \Delta q'_{c_1}) - \Delta P(q'_{T_2} + \Delta q'_{c_2}) - \Delta P_{p1} \cdot \Delta q'_{c_1} + \Delta P_{p_2} \cdot \Delta q'_{c_2} \text{ [kW]} \tag{3.59}$$

sau

$$\Delta Q_e = \Delta P\{[q'_{T_1} + \Delta q'_{c_1}(1 - k_{e_1})] - [q'_{T_2} + \Delta q'_{c_2}(1 - k_{e_2})]\} \text{ [kW]} \tag{3.59 a}$$

Pentru asigurarea economicității redistribuirii sarcinilor, este necesar ca $\Delta Q_e < 0$, adică :

$$q'_{T_1} + \Delta q'_{c_1}(1 - k_{e_1}) < q'_{T_2} + \Delta q'_{c_2}(1 - k_{e_2}), \tag{3.60}$$

ceea ce înseamnă că puterea electrică trebuie preluată de turbina cu valoarea $[q'_T + \Delta q'_c(1 - k_e)]$ cea mai mică. Condiția (3.60) este valabilă și în cazul în care una din turbine funcționează în condensație pură, $k_e = 0$.

Aceste condiții permit repartizarea economică a sarcinilor termice și electrice pe baza caracteristicilor energetice ale turbinelor, date sub formă de model matematic. După aceasta, urmează repartizarea rațională a sarcinii termice între diversele trepte de preîncălzire ale apei de rețea (v. subcap. 3.4). Aceste regimuri urmăresc repartiția sarcinii termice corelat cu sarcina electrică,

Scanned with OKEN Scanner

cu debitul de apă vehiculat în rețea și cu diferența de temperatură preluată de aceasta prin preîncălzire. Ca date de intrare se consideră : numărul turbinelor în funcțiune, puterea electrică însumată, debitul total de apă de rețea, temperatura apei de rețea la ducere și întoarcere, temperatura și debitul apei de răcire.

3.4. Distribuția sarcinii termice între treptele de preîncălzire la CET urbane

3.4.1. Eficiența preîncălzirii apei din rețea în mai multe trepte

La CET urbane echipate cu turbine care au posibilitatea preîncălzirii apei de rețea în mai multe trepte, repartiția sarcinii termice între aceste trepte trebuie făcută ținîndu-se seama de legătura CET cu sistemul electroenergetic și de sistemul de termoficare (graficul de reglaj, modul de racordare al consumatorilor etc.). În plus, trebuie să se țină seama de o serie de particularități constructive ale turbinelor :

— posibilitatea funcționării turbinei cu una, două sau chiar trei trepte de preîncălzire a apei de rețea și în regim de condensație pură ;

— reglarea presiunii la cele două prize de termoficare urbană se face cu un singur organ de reglare ;

— legătura strînsă, în funcționare, între turbina propriu-zisă și schimbătoarele de termoficare ale prizelor reglabile, deoarece temperatura și debitul apei de rețea influențează direct asupra distribuției fluxurilor de abur și asupra presiunii în diferitele trepte ale turbinei ;

— intervalul larg de reglare a presiunii prizelor de termoficare, ceea ce permite utilizarea turbinei în tot timpul anului, la orice sarcină termică a CET ;

— corpul de joasă presiune (CJP) este supradimensionat, permițînd creșterea debitului de abur spre condensator.

În cele ce urmează sînt puse în evidență acele elemente și regimuri de funcționare caracteristice ale treptelor de preîncălzire a apei de rețea, care pot conduce la mărirea eficienței termoficări.

Participarea prizelor de termoficare ale turbinelor la acoperirea sarcinilor termice livrate din CET este caracterizată de coeficientul orar nominal de termoficare :

$$\alpha_h^n = \frac{Q_p^n}{Q_{CET}^n}$$

Scanned with OKEN Scanner

unde Q_p^n, Q_{CET}^n este debitul orar de căldură de calcul, livrat din prizele turbinelor de termoficare, respectiv din CET, în kW.

În cazul preîncălzirii apei de rețea în mai multe trepte, în afara acestui coeficient de termoficare, este necesară introducerea coeficienților de participare a fiecărei trepte de preîncălzire la livrarea căldurii din CET :

$$\beta_{p_i} = \frac{Q_{p_i}}{Q_{CET}} \quad \text{sau} \quad \beta_{p_i}^n = \frac{Q_{p_i}^n}{Q_{CET}^n}, \tag{3.61}$$

în care Q_{p_i} este cantitatea de căldură cedată apei de rețea în treapta *i* de preîncălzire, în KW.

Valorile coeficientului β_{p_i} sînt legate de graficul de reglaj al variației temperaturii apei de rețea, la trecerea prin treptele de preîncălzire a aceluiași debit de apă, prin relația :

$$\beta_{p_i} = \frac{t_{a_i}^f - t_{a_i}^i}{t_{ad} - t_{ai}} \quad \text{sau} \quad \beta_{p_i}^n = \frac{t^{fn}_{a_i} - t^{in}_{a_i}}{t_{ad}^n - t_{ai}^n} \tag{3.62}$$

unde t_{ai}^i, t_{ai}^f sînt temperaturile apei din rețea la intrarea respectiv ieșirea din treapta *i* de preîncălzire, în °C, iar t_{ai}, t_{ad} — temperaturile apei de rețea la intrarea, respectiv ieșirea din CET, în °C.

Pentru prima treaptă (inferioară) de preîncălzire, relația (3.62) devine :

$$\beta_{p_1} = \frac{t_{a1}^f - t_{ai}}{t_{ad} - t_{ai}} \text{ sau } \beta_{p_1}^n = \frac{t^{fn}_{a_1} - t_{ai}^n}{t_{ad}^n - t_{ai}^n} \tag{3.62 a}$$

iar în cazul schemei cu două trepte :

$$\beta_{p_2} = \frac{t_{ad} - t_{a_1}^f}{t_{ad} - t_{ai}} \text{ sau } \beta_{p_2}^n = \frac{t_{ad}^n - t^{fn}_{a_1}}{t_{ad}^n - t_{ai}^n} \tag{3.62 b}$$

în care $\beta_{p_1} + \beta_{p_2} = 1$

Dacă treapta a doua de preîncălzire utilizează abur viu laminat sau este constituită de CAF-uri, atunci :

$$\beta_{p_1}^n = \alpha_h^n = \frac{t^{fn}_{a_1} - t_{ai}^n}{t_{ad}^n - t_{ai}^n}. \tag{3.63}$$

Temperatura apei la ieșirea din preîncălzitor ($t_{a_i}^f$) este legată de presiunea aburului utilizat în acesta, prin relația :

$$t_{a_i}^f = t_{p_{si}} - \Delta t_{c_i} \qquad [°C], \tag{3.64}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care $t_{p_{si}}$ este temperatura de saturație corespunzătoare presiunii p_{p_1} a aburului, iar Δt_{c_i} este diferența finală de temperatură, între temperatura aburului saturat și apa la ieșirea din preîncălzitor ($\Delta t_c \simeq 4...8$ grd).

Ținînd seama de relația (3.64), (3.62) devine :

$$\beta_{p_i} = \frac{t_{p_{si}} - \Delta t_{c_i} - t^{i}_{ai}}{t_{ad} - t_{at}} \text{ sau } \quad \beta^{n}_{p_i} = \frac{t^{n}_{p_{si}} - \Delta t_{c_i} - t^{in}_{a_i}}{t^{n}_{ad} - t^{n}_{at}}. \tag{3.65}$$

Pentru calculul fiecărei trepte de preîncălzire, se ia ca bază regimul în care β_{p_i} este maxim.

Pe de altă parte, indicele de termoficare y_p este funcție de temperatura t_{ps}, prin relația simplificată [3.16]

$$y_{p_i} \simeq \frac{2,3}{4,185}(i_1 - 2\,340 - c_a \cdot t_{p_{si}}), \text{ [kWh/10}^6 \text{ kJ]}, \tag{3.66}$$

în care i_1 este entalpia aburului la intrarea în turbină, în kJ/kg ; 560 — reprezintă cantitatea de căldură conținută de 1 kg de abur livrat prin priză.

Pe baza acestor relații, se poate aprecia cu ușurință efectul trecerii de la schema de preîncălzire a apei de rețea cu o singură treaptă, la schema cu mai multe trepte, în cazul unei turbine avînd parametrii aburului 88 bar, 535°C, cu $t^{n}_{ad} = 150°C$ și $t^{n}_{at} = 70°C$.

Astfel, în cazul schemei cu o singură treaptă, în regimul de calcul $t^{n}_{ps_1} = t^{n}_{ad} + \Delta t_c \simeq 155°C$, ceea ce corespunde unei presiuni $p_{p_1} = 5,4$ bar, iar indicele de termoficare va fi : $y_{p_1} = \frac{2,3}{4,185}(829,9 - 560 - 155) = 63$ kWh/10^6 kJ (264 kWh/Gcal).

Trecerea la preîncălzirea apei de rețea în două trepte identice ($\beta_{p_1} = \beta_{p_2} = 0,5 \cdot \alpha^{n}_{h}$, în care $t^{n}_{ad} = 150°C$, $t^{in}_{a_1} = t^{in}_{a_2} = 110°C$; $t^{in}_{a_1} = t^{n}_{at} = 70°C$) va permite limitarea presiunii aburului la priza I, la $p_{p_1} = 1,68$ bar, corespunzătoare lui $t_{p_{s1}} = 110 + 5 = 115°C$, adică va conduce la un indice de termoficare $y_{p_1} = 85$ kWh/10^6 kJ (355 kWh/Gcal). Avîndu-se în vedere participarea egală a ambelor trepte la acoperirea sarcinii termice totale, atunci indicele de termoficare mediu va fi :

$$y_{p_{1+2}} = \frac{y_{p_1} + y_{p_2}}{2} = 74 \text{ kWh/10}^6 \text{ kJ (309 kWh/Gcal)}$$

Trecerea la preîncălzirea în două trepte conduce deci la creșterea indicelui de termoficare cu cca. 17%.

Scanned with OKEN Scanner

Trebuie avut în vedere că, în cazul sistemelor de termoficare bitubulare închise, temperatura apei de rețea variază în funcție de temperatura exterioară și tipul de reglaj adoptat (v. subcap. 3.6). Considerînd graficul de reglaj calitativ, temperatura apei t_{ad} în conducta de ducere, în medie în perioada de încălzire, este în general de 85—95°C, deci pentru încălzirea ei este suficientă presiunea aburului de 0,7—1,0 bar.

Această constatare este hotărîtoare în cazul preîncălzirii apei de rețea în mai multe trepte, deoarece permite ca în cea mai mare parte a anului să se poată utiliza numai treapta inferioară de preîncălzire, cu indicele de termoficare superior. Astfel, această schemă asigură producția maximă de energie electrică în regim de termoficare, adică o economie anuală maximă de combustibil. Ca treaptă inferioară de preîncălzire se poate utiliza și condensatorul turbinei, care funcționează în regim de vid înrăutățit (v. subcap. 3.5).

Durata anuală mică a perioadei cu temperaturi exterioare coborîte, care impune o temperatură a apei $t_{ad} > 110—115$°C, și deci o presiune a aburului $p_p > 2{,}0—2{,}5$ bar, dovedește că pentru treptele de preîncălzire de vîrf este rațional să se utilizeze fie abur de pe bara de abur a cazanelor, laminat pînă la 6—7 bar, fie CAF-urile. Această soluție conduce la o reducere a valorilor medii anuale ale indicelui de termoficare și deci la o oarecare mărire a consumului de combustibil, însă micșorează sensibil investițiile și cheltuielile anuale în CET (v. cap. 3.2).

3.4.2. Repartiția sarcinii termice urbane

Din analiza făcută în § 3.4.1. s-a constatat că transferarea acoperirii sarcinii termice urbane de la o treaptă inferioară de preîncălzire la următoarea, cu presiunea mai mare a aburului de priză, conduce la reducerea indicelui de termoficare. Ca urmare, din punct de vedere energetic, este recomandabilă încărcarea acestor trepte în serie, pe măsura creșterii sarcinii termice totale Q_{CET}. Încărcarea treptei următoare de preîncălzire începe numai după epuizarea posibilităților de livrare a căldurii din treptele anterioare. Totodată, la încărcarea treptei următoare trebuie să se mențină sarcina termică maximă a tuturor treptelor de preîncălzire anterioare.

Trebuie avut în vedere că posibilitățile livrării căldurii de la una din treptele de preîncălzire ale apei de rețea sînt limitate, în primul rînd de parametrii aburului folosit la prizele respective, conform relației:

$$Q_{p_i}^{max} = D_{p_i}^{max}(i_{p_i} - i_{p_{si}}) = D_{p_i}^{max} \cdot \Delta i_{p_i} \quad [\text{kW}], \tag{3.67}$$

în care: $D_{p_i}^{max}$ este debitul maxim de abur prelevat de la priza i sau contrapresiunea turbinei, în kg/s;

Scanned with OKEN Scanner

$i_{p_i}, i_{p_{si}}$ — entalpia aburului corespunzător prizei i, respectiv entalpia condensatului acestui abur, la presiunea p_{p_i}. Valorile lui. $D_{p_i}^{max}$ depind de tipul turbinei de termoficare, iar mărimea $\Delta i_{p_i} = i_{p_i} - i_{p_{si}}$ este în general de 2 260—2 560 kJ/kg, putîndu-se considera o valoare medie de 2 340 kJ/kg.

Relația (3.67) devine :

$$Q_{p_i} \approx 2\,340 \cdot D_{p_i} \text{ [kW]} \qquad (3.67\text{ a})$$

În cazul preîncălzirii în mai multe trepte, conform relației (3.61), Q_{pi} este determinată de asemenea de graficul de reglaj al apei de rețea, conform relației :

$$Q_{p_i} = \beta_{p_i} \cdot Q_{CET} = Q_{CET} \cdot \frac{t_{a_i}^{f} - t_{a_i}^{i}}{t_{ad} - t_{at}} \text{ [kW]}, \qquad (3.67\text{ b})$$

Ținînd seama de alura acestui grafic, se constată că există posibilitatea ca la orice sarcină termică dată să se utilizeze diferitele trepte de preîncălzire ale apei de rețea, astfel încît să se mențină presiunea minimă a aburului preluat din priza turbinei (corespunzătoare temperaturii $t_{a_i}^{f}$ din grafic). Dacă se are în vedere însă că odată cu creșterea temperaturii t_{ad} la ducere, crește și temperatura la întoarcere t_{at}, apar o serie de condiții suplimentare, de care trebuie ținut seama la repartizarea sarcinii termice totale între treptele de preîncălzire. Această repartizare trebuie să aibă la bază principiul eficienței energetice maxime.

Astfel, ținînd seama de relațiile (3.65) și (3.67 b), rezultă

$$Q_{p_i} = Q_{CET}^{n} \frac{t_{p_{si}} - \Delta t_c - t_{a_i}^{i}}{t_{ad} - t_{at}} \text{ sau } Q_{p_i}^{n} = Q_{CET}^{n} \frac{t_{p_{si}}^{n} - \Delta\, t_c - t^{in}_{a_i}}{t_{ad}^{n} - t_{at}^{n}} \text{ [kW]}. \qquad (3.68)$$

Pentru prima treaptă de preîncălzire, relația (3.68) devine :

$$Q_{p1} = Q_{CET}^{n} \frac{t_{p_{s_1}} - \Delta\, t_c - t_{at}}{t_{ad}^{n} - t_{at}^{n}} \text{ sau } Q_{p_1}^{n} = Q_{CET}^{n} \frac{t_{p_{s_1}}^{n} - \Delta t_c - t_{at}^{n}}{t_{ad}^{n} - t_{at}^{n}} \qquad \text{[kW]} \quad (3.68\text{ a})$$

Comparînd Q_{p_1} din relația (3.68 a) cu $Q_{p_1}^{n}$, ținînd seama că $t_{at} \ll t_{at}^{n}$, rezultă că la valori $t_{p_{s_1}} = t_{p_{s_1}}^{n}$ și deci valorile egale ale presiunii la priză, puterea termică a primei trepte de preîncălzire scade cu creșterea sarcinii $Q_{CET}(Q_{p_1} > Q_{p_1}^{n})$. Această reducere atinge valoarea maximă în regimul de calcul, corespunzător temperaturii exterioare minime convenționale ($t_{at} = t_{at}^{n}$).

Odată cu creșterea sarcinii termice totale, este necesară transferarea unei cote din sarcina Q_{p_1} la treapta a doua de preîncălzire. Aceasta ar conduce la reducerea eficienței energetice a repartiției sarcinii termice, după metoda expusă mai sus.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru a se evita reducerea nedorită a puterii termice a primei trepte de preîncălzire, cum se vede din relația (3.67 b), este necesar să se mențină constantă diferența de temperatura $t^{f}_{a_i} - t^{i}_{a_i}$, adică să rămînă constantă valoarea preîncălzirii apei de rețea în această treaptă. Totodată, căldura livrată de preîncălzitorul primei trepte trebuie să corespundă tipului de reglaj adoptat. Astfel, dacă la trecerea de la un regim la altul are loc modificarea debitului în rețea (v. subcap. 3.6), diferența de temperatură a apei, pe treaptă, trebuie să se modifice invers proporțional cu acesta.

În cazul schemei de preîncălzire a apei din rețea în mai multe trepte, considerentele expuse mai sus sînt valabile pentru toate celelalte trepte, în afară de ultima sau de prima, cînd aceasta este constituită de condensatorul turbinei cu vid înrăutățit. În afara celor două excepții, care se vor analiza mai jos, fiecare treaptă trebuie să funcționeze pînă la atingerea puterii termice de calcul iar după aceea, odată cu creșterea sarcinii termice totale, trebuie să funcționeze cu diferența de temperatură constantă, pe partea apei de rețea, în cazul în care reglajul este calitativ.

Ultima treaptă de preîncălzire, constituită în general din preîncălzitoare cu abur viu laminat sau CAF-uri, trebuie să preia diferența rămasă între temperatura apei de rețea (t_{ad}), impusă de graficul de reglaj și aceea realizată la ieșirea din treapta anterioară de preîncălzire.

Conform relației (3.64) menținerea constantă a diferenței de temperatură $t^{f}_{a_i} - t^{i}_{a_i}$ este urmată de creșterea continuă a presiunii aburului la priză (p_{p_i}). Practic, această creștere este limitată de caracteristicile constructive ale prizelor sau contrapresiunea turbinei. Astfel, limita superioară a presiunii aburului respectiv trebuie să fie suficient de mare pentru a putea asigura temperatura maximă a apei la ieșirea din această treaptă ($t^{fn}_{a_i}$), conform relației (3.62).

În unele cazuri, îndeplinirea acestei condiții întîmpină o serie de greutăți, care obligă să se renunțe la principiul, mai eficient, al încărcării treptelor inferioare de preîncălzire cu diferența constantă a temperaturii pe partea de apă de rețea. Aceste greutăți sînt cu atît mai mari, cu cît limita superioară admisă a presiunii aburului la priza reglabilă este mai coborîtă. Din această cauză, ele apar în special în cazurile în care ca primă treaptă de preîncălzire sînt utilizate condensatoarele turbinelor, trecute în regim de vid înrăutățit. Aceasta este determinată de faptul că presiunile maxime ale aburului utilizat în acest caz pentru preîncălzire nu depășesc $p_2^{max} \approx 0{,}74—0{,}84$ bar, cărora le corespund temperaturile apei de rețea la ieșirea din condensatoare $t^{f\cdot max}_{ac} = 80...89°C$ [3.16].

Pentru astfel de cazuri, se recomandă funcționarea cu condensatorul turbinei cu vid înrăutățit după principiul „utilizării maxime a presiunii", respectiv a temperaturii aburului din condensator și renunțarea la principiul anterior al „diferenței constante între temperaturile apei de rețea" $t^{f}_{ac} - t_{at}$. În acest fel, preîncălzitoarele treptei a doua intră în funcțiune numai la temperatura exte-

Scanned with OKEN Scanner

rioară la care $t_{ad} > t_{ac}^{f\cdot max}$, evitîndu-se funcționarea lor în cursul întregii perioade de încălzire și mărindu-se valoarea coeficientului anual de termoficare α^a. În cadrul acestei metode de repartiție a sarcinii termice, pentru valori ale Q_{CET} la care $t_{ad} > t_{ac}^{f\cdot max}$, se va menține constantă presiunea în condensator la valoarea maximă și în mod corespunzător $t_{ac}^{f} = t_{ac}^{f\cdot max} = 89°C$. Ca urmare, odată cu micșorarea temperaturii exterioare, deoarece t_{al} crește, puterea termică Q_{pc} a condensatorului va scădea, conform relației

$$\frac{Q_{pc}}{Q_{pc}^{max}} = \frac{Q_{p_1}}{Q_{p_1}^{max}} = \frac{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}}{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}^{min}} \cdot \tag{3.69}$$

Reducerea maximă a puterii termice a condensatorului, ca primă treaptă de preîncălzire, va apare în regimul temperaturii exterioare de calcul, atunci cînd $t_{al} = t_{al}^{n}$, conform relației :

$$\frac{Q_{p_c}^{n}}{Q_{pc}^{max}} = \frac{Q_{p_1}^{n}}{Q_{p_1}^{max}} = \frac{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}^{n}}{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}^{min}} = \frac{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}^{n}}{\varphi_{p_1}^{max}\,(t_{ad}^{n} - t_{al}^{n})}, \tag{3.69 a}$$

în care :

$$\varphi_{p_1}^{max} = \frac{t_{ac}^{max} - t_{al}^{min}}{t_{ad}^{n} - t_{al}^{n}} \cdot \tag{3.70}$$

Cum în general $\varphi_{p_1}^{max} \simeq 0{,}5$, la $t_{ac}^{f\cdot max} = 89°C$, $t_{ad}^{n} = 150°C$ și $t_{al}^{n} = 70°C$, se obține $Q_{pc}^{n}/Q_{pc}^{max} \simeq 0{,}475$, adică în regimul nominal de calcul puterea termică a condensatorului, în condițiile de față, se reduce cu mai mult de două ori, comparativ cu valoarea maximă. Ca urmare, în cazul păstrării aceluiași grafic de reglaj al temperaturii apei din rețea, se reduce sarcina termică nominală Q_{CET}^{n}, posibil a fi livrată din CET, conform relației (3.67 b) :

$$Q_{CET}^{n} = Q_{pc}^{n} \cdot \frac{t_{ad} - t_{al}^{n}}{t_{ac}^{f\cdot max} - t_{al}^{n}} \quad [kW]. \tag{3.71}$$

Rezultă că în cazul utilizării condensatorului turbinei ca primă treaptă de preîncălzire a apei de rețea, Q_{CET}^{n} trebuie calculată după valorile Q_{pc} minime, ce apar la temperatura exterioară de calcul, cînd t_{al} este maximă și nu în regimurile în care $t_{al} = t_{al}^{min}$ la t_{ext} maxime ; puterea termică maximă de calcul a acestor preîncălzitoare nu corespunde regimului de calcul al cantității totale de căldură livrată din CET, ci acelui regim la care se realizează temperatura maximă a apei la ieșirea din preîncălzitorul dat, corespunzător temperaturii minime a apei intrată în el (t_{al}^{min}). Pentru schemele cu mai multe trepte de preîncălzire a apei, debitele de abur aferente fiecărei trepte trebuie calculate

Scanned with OKEN Scanner

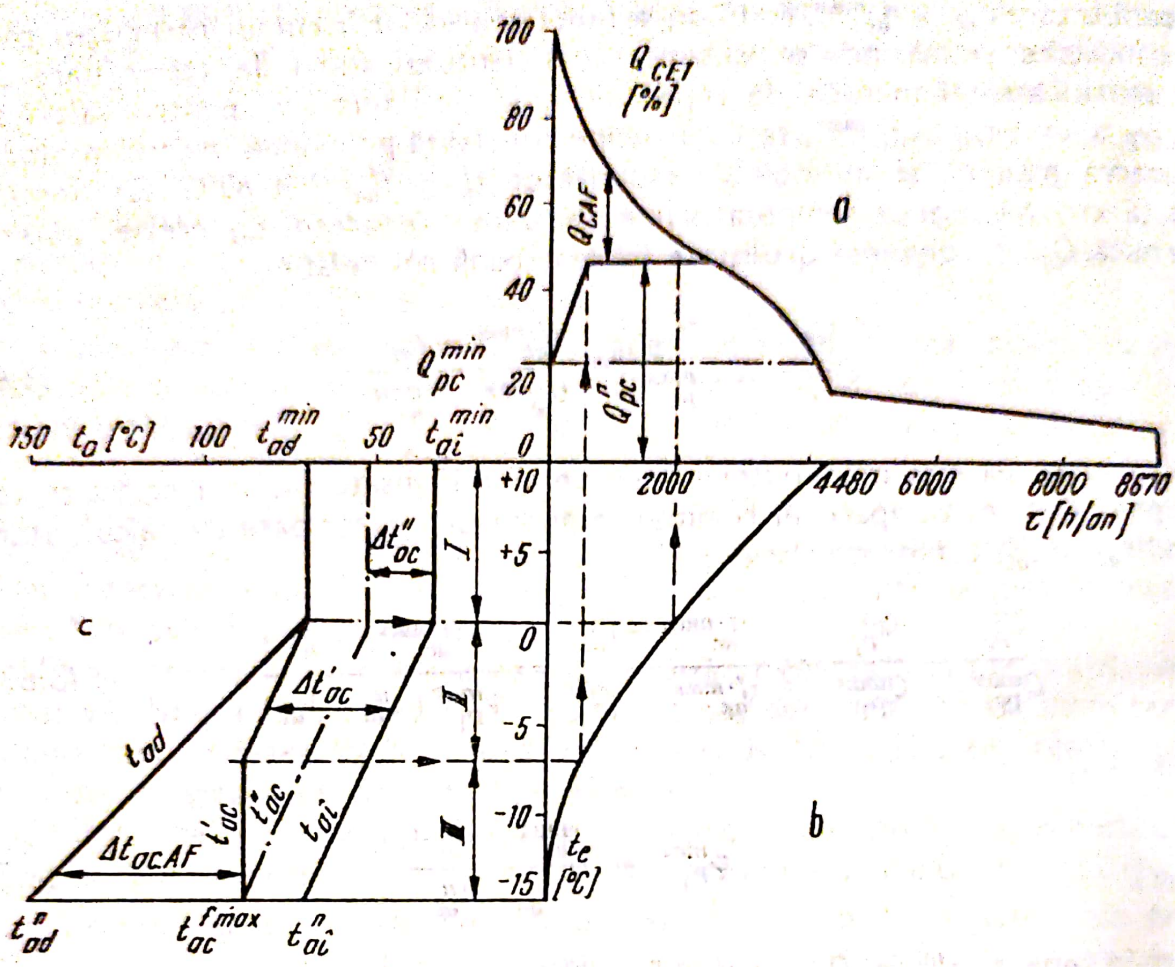


Fig. 3.19. Repartiția sarcinii termice și urmărirea graficului de reglaj la preîncălzirea apei de rețea în două trepte, cu utilizarea condensatorului ca treaptă de preîncălzire, în ipoteza graficului de reglaj calitativ :

a — curba clasată anuală a sarcinii termice urbane ; *b* — curba clasată anuală a temperaturii exterioare ; *c* — graficul de reglaj calitativ. ——— funcționarea cu utilizarea maximă a presiunii aburului din condensator — t'_{ac} ; —.—.— funcționarea cu diferența de temperatură (t_{ac}—t_{ai}) constantă — t''_{ac}.

pentru fiecare treaptă de preîncălzire separat, ținîndu-se seama de presiunile maxime posibile ale aburului la prizele sau contrapresiunea turbinelor montate în CET.

În asemenea cazuri, toată perioada de încălzire se împarte în trei subperioade caracteristice (fig. 3.19) :

I — zona temperaturilor exterioare ridicate, în care $\varphi_{p_1} < \varphi_{p_1}^{max}$ și $t_{ad} < t_{ac}^{f\cdot max}$, unde întreaga sarcină termică este livrată din condensatorul turbinei, atîta timp cît $Q_{CET} \leqslant Q_{pc}^{max}$. În cadrul acestei perioade, în punctul în care $Q_{CET} = Q_{pc}^{max}$, presiunea aburului din condensator și deci temperatura apei de rețea ieșită din acesta t_{ac} nu atinge încă limita superioară $t_{ac}^{f\cdot max}$.

II — pe măsura scăderii temperaturii aerului exterior, Q_{pc} rămîne constantă la valoarea maximă Q_{pc}^{max}, dar temperatura apei de rețea t_{ac} crește pînă la valoarea maximă $t_{ac}^{l \cdot max}$. În această zonă, condensatorul turbinei funcționează pe partea apei de rețea cu diferența de temperatură $(t_{ac} - t_{at})$ constantă, adică avînd regimuri energetice mai eficiente ;

III — după atingerea presiunii limită a aburului în condensator $p_2 = 0{,}74 \ldots$ $\ldots 0{,}84$ bar și $t_{ac}^{l \cdot max} = 80 \ldots 89°C$ și prin urmare a temperaturii limită $t_{ac}^{l \cdot max}$ a apei de rețea ieșită din el, aceste valori rămîn constante, cu toată scăderea în continuare a temperaturii exterioare și creșterea temperaturii de întoarcere t_{at} a apei. În această zonă, puterea termică a condensatorului scade, iar indicii energetici de funcționare se înrăutățesc. Avîndu-se însă în vedere că această zonă corespunde valorilor scăzute ale temperaturii exterioare (apropiate de valorile de calcul), rezultă că durata acestei perioade este relativ scurtă și ca atare înrăutățirea corespunzătoare a indicilor tehnico-economici influențează relativ puțin valorile medii anuale.

În practică se pot aplica, de la caz la caz, diverse soluții intermediare între cele două metode extreme prezentate, cu menținerea constantă a diferenței între temperaturile apei de rețea, $t_{ac}^{l} - t_{at} = \text{ct.}$ sau cu menținerea constantă a presiunii aburului în condensator, $t_{ac}^{l} = t_{ac}^{l \cdot max} = \text{ct.}$ Soluțiile adoptate trebuie să țină seama de metoda de reglare adoptată (v. subcap. 3.6) și de caracteristicile energetice ale turbinelor din CET [3.15]. De asemenea trebuie să se țină seama de debitul de abur al cazanelor, al turbinelor și al CAF-urilor instalate în CET, care pot asigura anumite sarcini termice de bază sau vîrf.

Problemele regimurilor de funcționare ale condensatoarelor turbinelor cu vid înrăutățit și legătura lor cu sarcina termică livrată, sînt tratate în detaliu în subcap. 3.5.

3.5. Folosirea condensatoarelor turbinelor de termoficare ca treaptă de preîncălzire

3.5.1. Calculul economiei de combustibil

Soluțiile constructive de principiu, care se pot aplica pentru reducerea pierderilor de căldură prin apa de răcire în condensator, sînt : răcirea condensatorului de construcție tip, sau cu un fascicol înglobat suplimentar, cu apă din rețeaua de termoficare sau cu apă de adaos ; transformarea turbinelor cu condensație în turbine cu contrapresiune, prin înlăturarea cîtorva trepte sau schimbarea rotorului de joasă presiune cu un arbore fals. Dintre cele două

Scanned with OKEN Scanner

metode posibile, prima este evident mai ușor de realizat tehnic și mai economică, mai ales în cazul unor turbine de termoficare cu condensație și prize reglabile.

Independent de soluția constructivă adoptată, modificarea economicității CET este determinată de următorii factori: posibilitatea creșterii sarcinii termice a turbinei, prin folosirea cantității de căldură preluată din condensator; micșorarea puterii turbinei de termoficare și modificarea consumului de energie electrică pentru serviciile interne.

Eficiența utilizării căldurii aburului din condensator este pusă în evidență, în final, de economia de combustibil realizată în condițiile menținerii constante a puterii electrice și a cantității de căldură livrată de CET.

În general, eliminarea pierderii de căldură în condensator permite mărirea sarcinii termice a CET cu maximum 5%. Ca urmare, eficiența eliminării pierderii de căldură în condensator se poate considera în ipoteza că sarcina termică livrată de CET rămîne neschimbată [3.17].

Ținînd seama de graficul de reglaj al temperaturii apei fierbinți în rețeaua de termoficare și de modul de urmărire a sa cu instalațiile de termoficare din CET (fig. 3.20), perioada anuală de funcționare a CET poate fi împărțită în două subperioade caracteristice:

— perioada $t_e > t_{ep}$, în care toată sarcina termică a CET este asigurată de prizele de încălzire ale turbinei. În această perioadă, folosirea căldurii din condensator depinde de scăderea debitului de abur livrat din priza de încălzire a turbinei, pe care o determină și de micșorarea consumului de abur al turbinei, aceasta lucrînd după graficul termic;

— perioada $t_e \leqslant t_{ep}$, în care sarcina termică este acoperită atît cu abur de la priza turbinei, cît și cu instalațiile de vîrf. Utilizarea căldurii din condensator, în această perioadă, permite micșorarea sarcinii termice aferentă treptei de vîrf. În acest caz debitul de abur intrat în turbină rămînînd același, temperatura apei de rețea la ieșirea din schimbătoarele de bază (t_a) va crește.

Bilanțul termic general al turbinei de termoficare, care pune în evidență modificarea puterii și a consumului de căldură al acesteia, este

$$Q_{tb} = Q_p + P_e + \Delta Q_c + \Delta Q_{pierd.}\ [\text{kW}], \qquad (3.72)$$

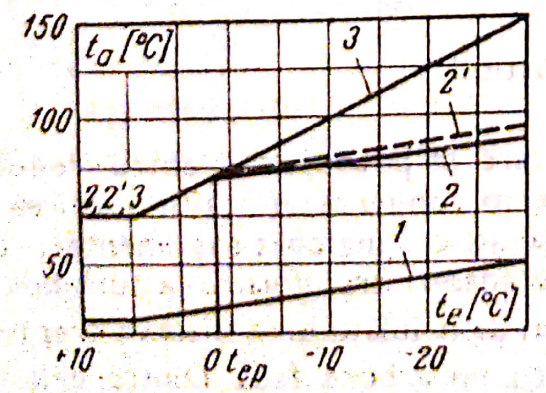


Fig. 3.20. Graficul de reglaj al apei fierbinți, pentru condițiile climatice medii ($\alpha_h^n = 0,5$):

1 — temperatura de întoarcere a apei din rețea (t_{al}); *2* — temperatura apei la ieșirea din preîncălzitorul de rețea, la răcirea condensatorului cu apă de răcire (t_{SB}); *2'* — idem *2* — în cazul utilizării căldurii din condensator (t'_{SB}); *3* — temperatura de ducere a apei din rețea (t_{ad}).

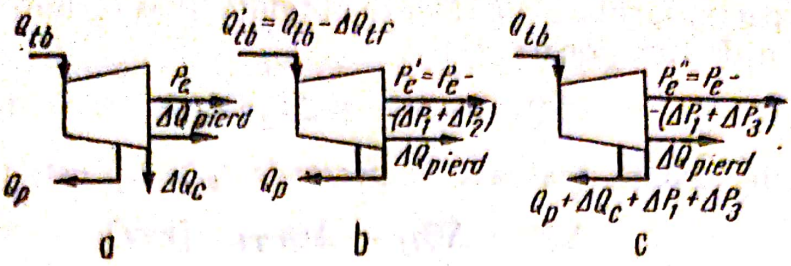


Fig. 3.21. Schema de principiu a fluxurilor termice, pentru turbinele de termoficare :

a — în cazul răcirii condensatorului cu apă de răcire ; *b* — în cazul utilizării căldurii din condensator, în perioada $t_e > t_{ep}$; *c* — în cazul utilizării căldurii din condensator, în perioada $t_e \leqslant t_{ep}$.

în care : Q_{tb} este consumul total de căldură al turbinei, în kJ/s ;
Q_p — sarcina termică dată, a turbinei, în kJ/s ;
P_e — puterea electrică la bornele generatorului, produsă de turbină, în kW ;
ΔQ_c — pierderile de căldură în condensator, în kJ/s ;
ΔQ_{pierd} — pierderile mecanice ale turbinei, pierderile generatorului electric și cele către mediul ambiant, în kJ/s.

În fig. 3.21 sînt prezentate schematic componentele relației (3.72), în diferite regimuri de utilizare a căldurii din condensator.

Prin răcirea condensatorului cu apă de rețea sau cu apă de adaos sau prin oprirea destinderii aburului la o presiune superioară, în cazul transformării turbinelor cu condensație în turbine cu contrapresiune, are loc micșorarea puterii corpului de joasă presiune al turbinei, cu mărimea ΔP_1. În acest caz cantitatea de căldură preluată suplimentar din condensator este :

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_c + \Delta P_1 \text{ [kW]}. \tag{3.73}$$

În perioada în care $t_e > t_{ep}$, ca urmare a micșorării cantității de căldură preluată din prizele reglabile, va avea loc o reducere suplimentară a puterii în termoficare a turbinei, cu mărimea :

$$\Delta P_2 = y_p \cdot \Delta Q_1 \text{ [kW]}, \tag{3.74}$$

în care y_p este indicele de termoficare al turbinei, în kJ/kJ.

Pentru compensarea micșorării totale a puterii în regim de termoficare a turbinei $\Delta P_1 + \Delta P_2$, este necesar un consum suplimentar de căldură în turbinele cu condensație ale CTE de înlocuire, dat de relația :

$$\Delta Q_{CTE} = q_{CTE} (\Delta P_1 + \Delta P_2) \text{ [kW]}, \tag{3.75}$$

în care q_{CTE} este consumul specific de căldură pentru producerea energiei electrice în CTE de înlocuire, în kJ/kJ.

Scanned with OKEN Scanner

Pe de altă parte, surplusul de căldură obținută de la turbina de termoficare prin noul regim de funcționare este :

$$\Delta Q_{tf} = \Delta Q_1 + \Delta P_2 \text{ [kW]}. \tag{3.76}$$

Economia de căldură realizată în perioada $t_e > t_{ep}$ este :

$$\Delta Q' = \Delta Q_{tf} - \Delta Q_{CTE} \text{ [kW]} \tag{3.77}$$

sau, ținînd seama de (3.75) și (3.76), rezultă :

$$\Delta Q' = \Delta Q_c[1 - y_p(q_{CTE} - 1)] - \Delta P_1(1 + y_p)(q_{CTE} - 1) \text{ [kW]}, \tag{3.78}$$

iar economia anuală de combustibil este

$$\Delta B_1 = \frac{1}{H_i \cdot \eta_c} \cdot \int_0^{\tau_1} \Delta Q' \cdot d\tau \text{[kg c.c./an]}, \tag{3.79}$$

în care : τ_1 este durata anuală de funcționare pentru $t_e > t_{ep}$;
η_c — randamentul mediu anual al cazanului de abur.

În perioada în care $t_e \leqslant t_{ep}$, prin utilizarea căldurii preluată din condensator, temperatura apei la ieșirea din schimbătoarele de bază crește, conform fig. 3.20. Aceasta conduce la ridicarea presiunii aburului la priza reglabilă, adică la reducerea puterii în termoficare a turbinei, cu mărimea :

$$\Delta P_3 = D_p \cdot \Delta i_p \text{ [kW]}, \tag{3.80}$$

în care : D_p este debitul de abur la priza reglabilă (în cazul turbinelor cu două prize urbane, egal cu suma debitelor pentru ambele prize), determinat cu aproximație din condițiile de funcționare ale turbinei, cu răcirea condensatorului cu apă de răcire, conform relației

$$D_p = \frac{W \cdot \Delta t_a}{r} \text{ [kg/s]}, \tag{3.81}$$

în care : W este echivalentul termic al debitului de apă din rețea ; $r = i_p - i_{p_s}$;
i_p — entalpia aburului extras la priză ;
i_{p_s} — entalpia condensatului corespunzătoare presiunii p_p la priză ;
Δt_a — încălzirea apei în schimbătoarele de bază, la răcirea condensatorului cu apă de răcire, $\Delta t_a = t_a - t_{at}$;
$\Delta i_p = k \cdot \Delta t_c$ — modificarea diferenței de entalpie utilizată de treptele de presiune ale turbinei pînă la priza reglabilă, datorită ridicării temperaturii apei din rețea, în condensator, cu

$$\Delta t_c = \frac{\Delta Q_1 + \Delta P_3}{W} \text{ [grd]}, \tag{3.82}$$

Scanned with OKEN Scanner

și k este un coeficient numeric, care depinde de parametrii aburului viu, de presiunea prizei și de randamentul relativ intern al turbinei. El se determină din caracteristica turbinei avînd valori supraunitare.

Din relațiile (3.80) — (3.82) rezultă :

$$\Delta t_c = \frac{\Delta Q_1}{W\left(1 - \frac{\Delta t_a \cdot k}{r}\right)} \quad [\text{grd}] \tag{3.83}$$

$$\Delta P_3 = \beta \cdot \Delta Q_1 \ [\text{kW}], \tag{3.84}$$

unde :

$$\beta = \frac{1}{\frac{r}{\Delta t_a \cdot k} - 1} \quad [\text{kW/kW}]. \tag{3.85}$$

Micșorarea totală a puterii în termoficare a turbinei, pentru $t_e \leqslant t_{ep}$ este egală cu $\Delta P_1 + \Delta P_3$. Consumul suplimentar de căldură în turbinele cu condensație ale CTE de înlocuire va fi, pentru perioada respectivă, egal cu :

$$\Delta Q_{\text{CTE}} = q_{\text{CTE}}(\Delta P_1 + \Delta P_3) \ [\text{kW}]. \tag{3.86}$$

În perioada $t_e \leqslant t_{ep}$, are loc micșorarea cantității de căldură livrată din CAF, conform relației :

$$\Delta Q_{\text{CAF}} = \Delta Q_1 + \Delta P_3 \ [\text{kW}]. \tag{3.87}$$

Economia totală de căldură realizată la CET în această perioadă este :

$$\Delta Q'' = \Delta Q_{\text{CAF}} - \Delta Q_{\text{CTE}} \ [\text{kW}] \tag{3.88}$$

și ținînd seama de relațiile (3.86) și (3.87), rezultă :

$$\Delta Q'' = \Delta Q_c[1 - \beta(q_{\text{CTE}} - 1)] - \Delta P_1(1 + \beta)(q_{\text{CTE}} - 1) \quad [\text{kW}] \tag{3.89}$$

iar economia anuală de combustibil este

$$\Delta B_2 = \frac{\int_{\tau_1}^{\tau_2} \Delta Q'' \cdot d\tau}{H_i \cdot \eta_{\text{CAF}}} \quad [\text{kg·c.c/an}], \tag{3.90}$$

în care : $(\tau_2 - \tau_1)$ este timpul total de funcționare pentru perioada în care $t_e \leqslant t_{ep}$;

η_{CAF} — randamentul mediu anual al CAF-urilor.

Eliminarea pierderii de căldură din condensator conduce la micșorarea consumului de energie electrică al serviciilor interne, prin reducerea consumu-

Scanned with OKEN Scanner

lui pompelor de răcire, datorită opririi unora din ele. Simultan, datorită rezistenței hidraulice suplimentare a fascicolului de țevi din condensator, are loc o oarecare creștere a puterii consumată de pompele de rețea. Valoarea economiei de energie consumată pentru serviciile interne se determină pentru condițiile concrete ale CET, depinzînd de tipul și numărul pompelor de răcire care pot fi oprite la trecerea condensatorului pe apă de rețea.

Economia de combustibil datorată micșorării consumului de energie electrică pentru serviciile interne este :

$$\Delta B_3 = \frac{\int_0^{\tau_2} \Delta P_{si} \cdot q_{CTE} \cdot d\tau}{H_i \cdot \eta_c} \text{ [kg.c.c/an]}, \qquad (3.91)$$

în care ΔP_{si} este reducerea puterii pentru serviciile interne, în kW.

Economia totală de combustibil este :

$$\Delta B = \Delta B_1 + \Delta B_2 + \Delta B_3 \text{[kg.c.c/an]}. \qquad (3.92)$$

Componenta de bază a economiei totale de combustibil este aceea aferentă perioadei în care $t_e \leqslant t_{ep}$. Astfel, ținînd seama de relația (3.89), economia specifică de căldură în această perioadă este :

$$\frac{\Delta Q''}{\Delta Q_c} = 1 - \beta(q_{CTE} - 1) - \frac{\Delta P_1}{\Delta Q_c}(1 + \beta)(q_{CTE} - 1). \qquad (3.93)$$

Pentru $\Delta P_1 = 0$, economia specifică de căldură la CET, pentru turbinele de termoficare actuale, reprezintă $(0{,}80—0{,}85)\Delta Q_c$, iar în perioada în care $t_e > t_{ep}$, reprezintă $(0{,}20—0{,}35)\Delta Q_c$. Această deosebire privind eficiența folosirii căldurii din condensator se explică prin faptul că, pentru $t_e \leqslant t_{ep}$, căldura din condensator înlocuiește căldura dată din cazanele de vîrf, în timp ce reducerea producției de energie electrică în termoficare este mică ; pentru $t_e > t_{ep}$, utilizarea căldurii din condensator conduce în final la o înlocuire parțială a producției energiei electrice în termoficare, cu energie produsă în CTE. De asemenea, în această perioadă sarcina termică a turbinei este mai mică decît cea nominală și ca urmare, în regimul termic, nu se poate asigura puterea electrică nominală, ceea ce micșorează eficacitatea utilizării căldurii din condensator.

Economia de combustibil obținută prin folosirea căldurii în condensator este funcție în primul rînd de mărimea pierderii de căldură care are loc la răcirea condensatorului cu apă de răcire. Aceasta este determinată de debitul de abur ieșit din ultimele trepte ale turbinei și de condensatul rezultat de la circuitul de preîncălzire regenerativă. Cantitatea totală de căldură care trebuie evacuată din condensator cu apa de răcire este :

$$\Delta Q_c = D_c(i_2 - i_c) + \Sigma D_{rc}(i_{rc} - i_c), \quad \text{[kW]}. \qquad (3.94)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : D_c este debitul de abur prelevat din ultimele trepte ale turbinei ;
ΣD_{rc} — suma debitelor de condensat, revenite în condensator de la preîncălzirea regenerativă ;
i_2 — entalpia aburului la ieșirea din ultima treaptă a turbinei ;
i_{rc} — entalpia condensatului revenit în condensator ;
i_c — entalpia condensatului din condensator.

Cel mai economic regim de funcționare al turbinei cu priză reglabilă urbană, la răcirea condensatorului cu apă de răcire, corespunde valorii minime reale a debitului de abur D_c intrat în condensator, care determină valoarea minimă a lui ΔQ_c.

La rîndul său, mărimea acestui consum este determinat de construcția și regimul de funcționare al turbinei.

3.5.2. Determinarea regimului optim de funcționare a turbinelor de termoficare cu preîncălzirea apei de rețea în condensator

După cum a rezultat din § 3.5.1, eficiența funcționării turbinelor de termoficare cu condensatoarele răcite cu apă de rețea este cu atît mai mare cu cît puterea părții de joasă presiune este mai mare. Regimul optim de funcționare al corpului de joasă presiune al turbinei se determină în general prin măsurători în diverse regimuri caracteristice. Deoarece efectuarea unor astfel de măsurători nu este întotdeauna posibilă, pentru toate tipurile de turbine, în cele ce urmează se prezintă o metodă grafo-analitică de studiu al funcționării turbinei cu condensație și priză reglabilă urbană cu vid înrăutățit și cu preîncălzirea în continuare a apei de rețea în schimbătoarele de termoficare, cu abur de priză.

Metoda grafică pentru stabilirea încălzirii optime a apei de rețea în condensator Δt_{ac}, prezentată în fig. 3.22 are la bază următoarele premize :

a. Diferența reală de entalpie utilizată în CJP este funcție de parametrii prizei de termoficare, de randamentul intern al turbinei și de modul de funcționare al condensatorului, adică :

$$h_i^{CJP} = i_p - i_2 = f(D_c,\ W,\ t_{at},\ t_c,\ \eta_i^{CJP}),$$

în care t_c este temperatura la presiunea de saturație din condensator, η_i^{CJP} — randamentul relativ intern al CJP al turbinei și $h_i^{CJP} = h_{ad}^{CJP} \cdot \eta_i^{CJP}$

b. Într-o primă aproximație se consideră că

$$\eta_i^{CJP} = \text{ct.},\ \delta t_c = t_c - t_{ac} = \text{ct.},\ \Delta i_c = i_2 - i_c = \text{ct.}$$

în care : t_{ac} este temperatura apei de rețea la ieșirea din condensator ;
i_2 — entalpia aburului la intrarea în condensator.

Scanned with OKEN Scanner

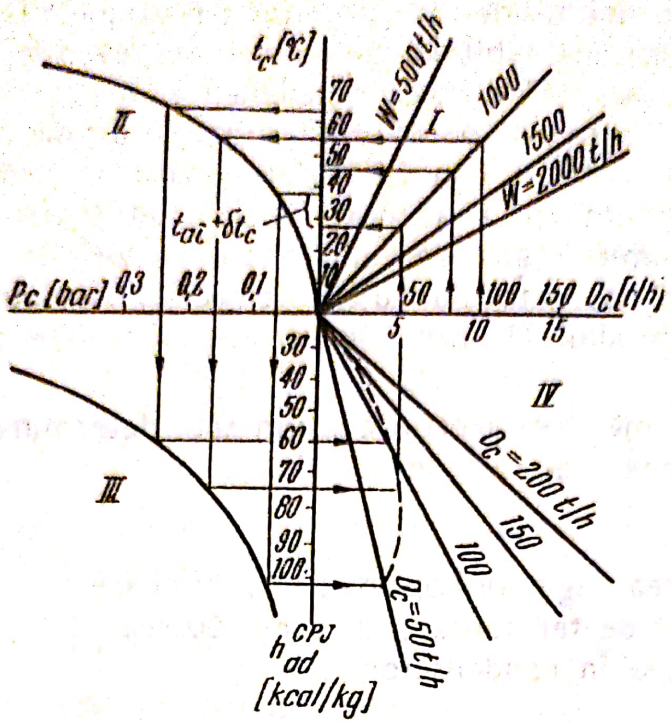


Fig. 3.22. Diagramă pentru determinarea încălzirii optime a apei de rețea în condensator (Δt_c) :

I — graficele $\Delta t_c = f(D_c, W)$, pentru Δi_c = 540 kcal/kgf ; *II* — curba de saturație $P_c = f(t_s)$; *III* — curba $h_d^{CJP} = f(p_c)$ pentru presiunea prizei de termoficare p_p=1,2 kgf/cm² ; *IV* — curba $P_{ad}^{CJP} = f(h_{ad}^{CJP}, D_c)$.

c. Puterea internă a CJP se determină cu funcția $P_i^{CJP} = f(D_c, W)$ pentru diferite valori constante ale temperaturii apei t_{al}.

d. Presiunea în condensator p_c, care determină căderea adiabată h_{ad}^{CJP}, depinde de sarcina condensatorului, de condițiile schimbului de căldură și de temperatura t_{al}, adică

$$p_c = f(W, D_c, t_{al}, t_c).$$

Relațiile de calcul care stau la baza diagramei din fig. 3.22 sînt [3.18] :

— diferența de temperatură cu care se încălzește apa de rețea în condensator este dată de relația :

$$\Delta t_{ac} = \frac{D_c \cdot \Delta i_c}{W} [\text{grd}], \qquad (3.95)$$

reprezentată grafic în cadranul I, cu ajutorul unui fascicol de drepte, corespunzătoare diverselor valori ale lui W ;

— temperatura condensatului din condensator t_c se determină cu relația : $t_c = t_{al} + \Delta t_{ac} + \delta t_c$ și, în funcție de aceasta, în cadranul II s-a reprezentat funcția $p_c = f(t_c)$;

— diferența adiabatică de entalpie h_{ad}^{CJP} a CJP se determină în cadranul III, în funcție de temperatura și presiunea aburului la priza urbană (t_p și p_p) și de presiunea din condensator p_c ;

— puterea internă a turbinei P_{ad}^{CJP} se determină în cadranul IV, în funcție de h_{ad}^{CJP} și D_c, conform relației :

$$P_{ad}^{CJP} = D_c \cdot h_{ad}^{CJP} \text{ [kW]}, \tag{3.96}$$

respectiv puterea reală

$$P_i^{CJP} = P_{ad}^{CJP} \cdot \eta_i^{CJP} \text{ [kW]}. \tag{3.97}$$

Diagrama prezentată în fig. 3.22 are avantajul că permite determinarea puterii corpului de joasă presiune al turbinei (treptele amplasate după priza urbană pînă la condensator, adică coada de condensație) pentru diferite debite ale apei de rețea W și la diferite temperaturi de întoarcere ale acesteia t_{al}, în funcție de debitul de abur intrat în condensator D_c. Pentru t_{al} =ct. și diverse valori D_c, se poate obține curba $P_{ad}^{CJP} = f(D_c)$, adică se pot determina curbele valorilor optime ale debitelor de abur D_c, la care încălzirea apei în condensator este optimă (în fig. 3.22, curba cu linie întreruptă).

Stabilirea regimului optim de preîncălzire a apei de rețea în condensatorul turbinelor de termoficare cu priză urbană se poate face pe cale pur analitică astfel :

— diferența adiabată de entalpia h_{ad}^{CJP} se poate calcula cu relația

$$h_{ad}^{CJP} = a(t_{ps} - t_c) \text{ [kJ/kg]}, \tag{3.98}$$

în care : a este un coeficient care depinde de parametrii aburului înaintea CJP, în kJ/kg·grd ;

t_{ps} — temperatura de saturație a aburului la priza de termoficare urbană [3.19].

Puterea reală a CJP se poate obține cu relația

$$P_i^{CJP} = D_c \cdot h_i^{CJP} = D_c \cdot a(t_{ps} - t_c) \cdot \eta_i^{CJP} = D_c \cdot a \cdot \eta_i^{CJP} \left(t_{ps} - t_{al} - \delta t_c - \frac{D_c \cdot \Delta i_c}{W} \right) \text{ [kW]}, \tag{3.99}$$

Pentru valorile η_i = ct. și t_c = ct. admise relația (3.99) se poate scrie sub forma :

$$P_i^{CJP} = B \cdot D_c - A \cdot D_c^2 \text{ [kW]}, \tag{3.100}$$

Scanned with OKEN Scanner

în care :

$$B = \frac{a \cdot \eta_i^{CJP}}{3\,600}(t_{ps} - t_{al} - \delta t_c)\,; \tag{3.101}$$

$$A = \frac{a \cdot \eta_i^{CJP} \cdot \Delta i_c}{3\,600 \cdot W}\,. \tag{3.102}$$

Derivînd relația (3.100) se poate obține valoarea D_c pentru care puterea P_i^{CJP} este maximă :

$$D_c^{opt} = \frac{B}{2A} = \frac{W}{\Delta i_c}\left(\frac{t_{ps} - t_{al} - \delta t_c}{2}\right) \quad [kg/s]. \tag{3.103}$$

Ținînd seama de relația (3.95), în condițiile de regim optim, rezultă :

$$\Delta t_{ac}^{opt} = \frac{t_{ps} - t_{al} - \delta t_c}{2}\ [grd], \tag{3.104}$$

adică în condițiile în care $t_{ps} = ct$, $t_{al} = ct.$ și $\delta t_c = ct.$, încălzirea optimă a apei din rețea $\Delta t_{ac}^{opt} = ct.$

Avînd în vedere situația reală, în care condițiile simplificatoare impuse mai sus nu sînt îndeplinite, valorile Δt_{ac}^{opt} se vor modifica ; creșterea presiunii din condensator, la creșterea debitului de abur în acesta, va deplasa punctul optim spre valori Δt_{ac} mai reduse. Totodată, micșorarea η_i^{CJP} la creșterea D_c deplasează punctul optim spre valori mai mici ale lui Δt_{ac}, și invers.

În cazul în care se cunosc funcțiile $\eta_i^{CJP} = f(D_c, p_c)$, se pot lua în considerare pentru calculul maximului relației (3.98) :

$$P_i^{CJP} = P_{ad}^{CJP} \cdot \eta_i^{CJP}.$$

În fig. 3.23 este prezentată variația diferenței optime de temperatură Δt_{ac}^{opt} a apei de rețea în condensator, în funcție de temperatura $(t_{al} + \delta t_c)$, pentru diferite presiuni ale aburului la priza urbană P_{p_u}.

O serie de măsurători efectuate pentru mai multe tipuri de turbine au arătat că rezultatele obținute pe baza metodei grafo-analitice prezentate mai

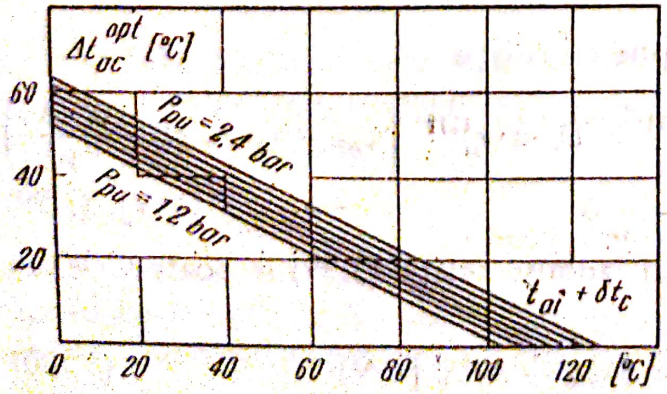


Fig. 3.23. Variația diferenței optime de temperatură a apei de rețea în condensator, în funcție de suma între temperatura de întoarcere a apei (t_{al}) și diferența de temperatură (δt_c), la diferite presiuni ale prizei de termoficare (P_{p_u}).

sus coincid satisfăcător cu cele rezultate din experimentări [3.18]. Aceasta se justifică prin faptul că de fapt cantitatea de căldură Δi_c cedată de 1 kg de abur în condensator este practic constantă și deci abaterile pot avea loc numai datorită variației reale a diferenței de temperatură δt_c și a randamentului intern η_i^{CJP}. În ceea ce privește δt_c, aceasta are o variație relativ redusă și poate fi luată ușor în considerație în exploatare.

Dintre valorile acceptate convențional ca fiind constante, numai η_i^{CJP} se modifică mai mult. Astfel, el are o creștere bruscă numai la mărirea inițială a debitului de abur care trece prin corpul de joasă presiune al turbinei, datorită pierderilor prin ventilație.

Abaterea valorii optime reale a lui Δt_{ac} față de valoarea determinată după metoda grafo-analitică prezentată este cu atît mai mică cu cît debitul optim D_c^{opt} rezultat este mai apropiat de valoarea corespunzătoare valorii maxime a lui η_i^{CJP}. Reducerea η_i^{CJP} datorită înrăutățirii vidului în condensator se poate lua în considerație printr-o reducere cu 3—5 grd a valorii Δt_c^{opt} rezultată din metoda grafo-analitică, ceea ce nu provoacă o scădere considerabilă a puterii.

În cazul în care încălzirea apei este limitată de condiții tehnologice (de exemplu temperatura inițială a apei de adaos care urmează a fi tratată chimic), trebuie apreciat dacă această limitare nu se găsește în afara zonei încălzirii optime. Dacă Δt_{ac}^{opt} este sub temperatura cerută, atunci preîncălzirea suplimentară a apei, pînă la temperatura necesară, trebuie să se facă cu abur de la prize, în schimbătoarele de căldură respective și nu în condensatorul turbinei. Abaterea considerabilă a lui Δt_{ac} față de valoarea optimă conduce la micșorarea sensibilă a producției de energie electrică în regim de termoficare și la reducerea eficienței funcționării turbinelor de termoficare în regim de vid înrăutățit.

Pentru a se vedea care este efectul diverselor valori η_i^{CJP} și a abaterilor de la valoarea Δt_{ac}^{opt} asupra puterii disponibile a turbinei se consideră relația (3.98), scrisă sub forma :

$$P_{ad}^{CJP} = D_c \cdot a(i_{ps} - i_c) \quad [kW]. \tag{3.105}$$

Din bilanțul termic al condensatorului turbinei rezultă :

$$D_c = \frac{W \cdot \Delta t_{ac}}{\Delta i_c} = \frac{W(t_{ac} - t_{a1})}{i_2 - i_c} \quad [kg/s]. \tag{3.106}$$

Ținînd seama de relația $t_c = t_{a1} + \Delta t_{ac} + \delta t_c$ și de relația (3.106), rezultă :

$$P_{ad}^{CJP} = \frac{W \cdot a \cdot \Delta t_{ac}}{\Delta i_c}(t_{ps} - t_{a1} - \Delta t_{ac} - \delta t_c) \quad [kW]. \tag{3.107}$$

Ținînd seama de relația (3.104), rezultă :

$$P_{ad}^{CJP} = \frac{a \cdot W}{\Delta i_c}(2 \cdot \Delta t_{ac} \cdot \Delta t_{ac}^{opt} - \Delta t_{ac}^2) \quad [kW]. \tag{3.108}$$

Scanned with OKEN Scanner

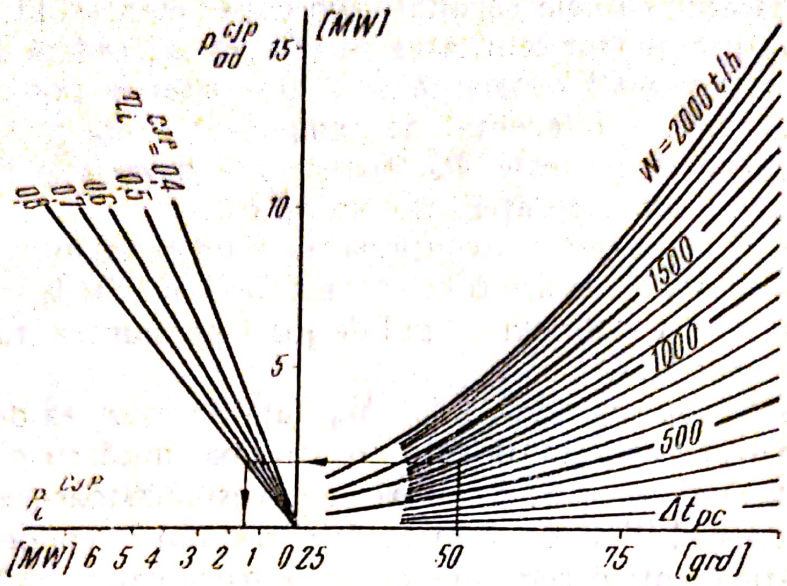


Fig. 3.24. Dependența puterii maxime a corpului de joasă presiune al turbinei de termoficare de încălzirea disponibilă **a apei de rețea** Δt_{pc}, **pentru** diverse de**bite W.**

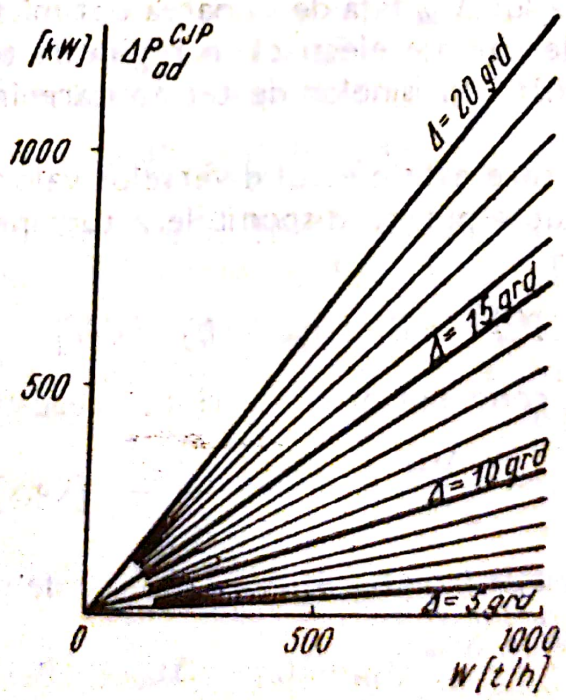


Fig. 3.25. Curbele reducerii puterii disponibile a CJP al turbinei datorită abaterii încălzirii apei în condensator de la valoarea optimă, pentru diferite debite ale apei.

Scanned with OKEN Scanner

Pentru regimul optim, în care $\Delta t_{ac} = \Delta t_{ac}^{opt}$, relația (3.108) devine :

$$(P_{ad}^{CJP})^{max} = \frac{a \cdot W}{\Delta i_c} (\Delta t_{ac}^{opt})^2 = \frac{a \cdot W}{\Delta i_c} \left(\frac{t_{ps} - t_{al} - \delta t_c}{2} \right) \text{ [kW]}. \quad (3.109)$$

Considerînd că $a = \text{ct.}$ și $\Delta i_c \approx \text{ct.}$ și notînd $t_{ps} - t_{al} - \delta t_c = \Delta t_{pc}$, se obține :

$$(P_{ad}^{CJP})^{opt} = \frac{a}{4 \cdot \Delta i_c} \cdot W \cdot \Delta t_{pc}^2 = C \cdot W \cdot \Delta t_{pc}^2 \text{ [kW]}, \quad (3.110)$$

în care

$$C = \frac{a}{4 \cdot \Delta i_c} \text{ [kJ/kJ] și } a = 1{,}5 \text{ [3.19]}.$$

Cu ajutorul relației (3.110) se poate determina puterea disponibilă maximă $P_{ad}^{CJP\ max}$ și cunoscînd η_i^{CJP} rezultă puterea internă a CJP, fig. 3.24.

În cazul unor regimuri diferite de cele optime, $\Delta t_{ac} \neq \Delta t_{ac}^{opt}$, puterea disponibilă a turbinei se determină cu relațiile (3.107) sau (3.108), fiind mai mică decît valoarea maximă cu

$$\Delta P_{ad}^{CJP} = (P_{ad}^{CJP})^{max} - P_{ad}^{CJP} = 4 \cdot C \cdot W (\Delta)^2 \text{ [kW]}, \quad (3.111)$$

în care $\Delta = (\Delta t_{ac}^{opt} - \Delta t_{ac})^2$ este abaterea încălzirii apei de rețea față de valoarea optimă.

Conform relației (3.111), prin abaterea de la regimul optim, reducerea puterii disponibile este proporțională cu debitul de apă și cu pătratul abaterii încălzirii apei de la valoarea optimă ; această reducere nu depinde de temperatura apei. Rezultă de asemenea că, pentru abateri mici, $\Delta = 3—5$ grd de la regimul optim, reducerea puterii disponibile este nesemnificativă (fig. 3.25).

3.5.3. Economicitatea funcționării turbinelor T-50-130 și T-100-130 cu preîncălzirea apei de rețea în condensator

3.5.3.1. *Limitele economicității utilizării condensatorului turbinei T-50-130*

Pentru preîncălzirea apei din rețeaua de termoficare se analizează în funcție de regimul de funcționare al preîncălzitoarelor de vîrf ale apei din rețea :

I — preîncălzirea apei de rețea în trei trepte, cu preîncălzitoarele de vîrf deconectate (sau în lipsa lor) :

Scanned with OKEN Scanner

II — preîncălzirea apei de rețea în trei trepte, cu preîncălzitoarele de vîrf conectate, în următoarele variante de funcționare :

— funcționarea CAF-urilor ca instalații de vîrf ;

— funcționarea unor schimbătoare de căldură de vîrf, care utilizează abur de la prizele industriale ale unor turbine cu condensație și două prize reglabile, sau de la turbinele cu contrapresiune.

Pentru stabilirea economicității preîncălzirii apei de rețea în condensatorul turbinei T-50-130, se vor utiliza o serie de nomograme, determinate experimental prin măsurări efectuate asupra unui număr de turbine de acest tip [3.20].

Cazul I de funcționare, fără preîncălzitoare de vîrf. La baza stabilirii nomogramei au stat următoarele ipoteze :

a. Pierderile prin frecare și ventilație ale turbinei ΔP_1, care apar datorită înrăutățirii vidului în condensator (prin folosirea acestuia ca treaptă de preîncălzire a apei de rețea), sînt direct proporționale cu densitatea aburului, respectiv cu presiunea (debitul de abur) din condensator. Astfel, la modificarea presiunii în condensator de la 0,02—0,03 bar, la 0,5 bar (în cazul unui debit redus de abur în condensator) valoarea pierderilor ΔP_1 crește de 10—15 ori.

Probele au arătat că, la modificare p_c cu 0,1 bar, consumul specific de energie pentru ultimele două trepte de presiune ale turbinei se mărește cu 410 kW, datorită creșterii pierderilor ΔP_1.

b. În cazul diafragmei prizei reglabile a șaptea, complet închisă, debitul de abur în condensator D_c este funcție de presiunea aburului la priza a șaptea dinaintea diafragmei ; prin modificarea presiunii p_7 de la 0,5 la 1,18 bar, debitul de abur D_c se modifică de la 5 la 20 t/h.

c. Prin scăderea vidului în condensator, în ultimele trepte ale turbinei pierderile cresc și ele pot deveni consumatoare de lucru mecanic.

d. Reducerea debitului de abur D_{p7}, preluat din priza inferioară a turbinei, conduce la micșorarea presiunii la prizele regenerative și deci la micșorarea temperaturii finale de preîncălzire a apei de alimentare, reducînd astfel puterea în termoficare a turbinei.

e. Economia totală de căldură care rezultă prin utilizarea condensatorului ca treaptă de preîncălzire a apei din rețea, este dată de expresia :

$$Q_{ec} = Q_{util} - Q^{l.v.}_{pierd.} - Q_{inloc} - Q_{pierd.\,supl.} - Q_{aa} - Q_p \text{ [kW]} \quad (3.112)$$

[care reprezintă o altă formă a relației (3.72) prezentată în § 3.5.1],

în care : Q_{util} este cantitatea de căldură folosită de fasciculul înglobat în condensator ;

$Q^{l.v.}_{pierd.}$ — pierderile de căldură legate de reducerea puterii ΔP_1 datorită pierderilor suplimentare prin frecare și ventilare ;

Q_{inloc} — pierderile legate de cota de căldură înlocuită, care nu mai este preluată din priza de termoficare ;

Scanned with OKEN Scanner

$Q_{pierd.supl.}$ — pierderile suplimentare în turbină ;
Q_{aa} — pierderile determinate de reducerea temperaturii apei de alimentare datorită scăderii presiunii la prizele regenerative și a cantității de apă din circuitul regenerativ ;
Q_p — pierderile de căldură corespunzătoare reducerii puterii în termoficare a turbinei care funcționează în regim termic, datorită faptului că $\eta_{i\cdot T} > \eta_{i\cdot CTE}$;
$\eta_{i\cdot T}$ — randamentul relativ intern al turbinei de termoficare ;
$\eta_{i\cdot CTE}$ — randamentul relativ intern al turbinelor centralei cu condensație de înlocuire.

Încălzirea apei în fasciculul din condensator s-a calculat conform relației (3.95) ținînd seama și de randamentul termic al fasciculului, adică :

$$\Delta t_{ac} = \frac{D_c(i_2 - i_c)}{W} \cdot 0{,}97 \quad [\text{grd}], \qquad (3.95\ a)$$

în care D_c corespunde regimului de funcționare cu diafragma complet închisă, iar i_c corespunde presiunii p_c, la funcționarea fasciculului din condensator.

— Entalpia aburului i_c se determină, ținînd seama de căldura degajată datorită pierderilor ΔP_1, cu relația

$$i_c = i_{p_7} + \frac{1}{D_c}(P'_{f.v.} + \Delta P'_1) \quad [\text{kJ/kg}], \qquad (3.113)$$

în care : i_{p_7} este entalpia aburului la priza a șaptea, în kJ/kg ;
$P'_{f.v.}$ — pierderile prin frecare și ventilare corespunzătoare vidului normal din condensator la $p_c = 0{,}029$ bar și $D_c = 1{,}4 \ldots 5{,}6$ kg/s, în kW ;
$\Delta P'_1$ — creșterea pierderilor prin frecare și ventilație, în funcție de modificarea presiunii p_c, în kW ;

— Pierderile de căldură $Q^{f.v.}_{pierd}$ corespunzătoare pierderilor de putere ΔP_1, s-au determinat considerîndu-se un consum specific în condensație $q_{CTE} = 2{,}65$ kJ/kJ (2 280 kcal/kWh) (pentru turbine cu puteri de 50 MW [3.20]), conform relației

$$Q^{f.v.}_{pierd} = \Delta P_1 \cdot q_{CTE} \quad [\text{kJ/s}]. \qquad (3.114)$$

— Cantitatea de căldură preluată din condensator pentru preîncălzirea apei din rețea, s-a calculat cu relația :
$Q_{util} = D_c(i_2 - i_c)\cdot 0{,}97$, în care i_c este entalpia condensatului la presiunea $p_c = 0{,}029$ bar.

— Debitul suplimentar de abur care ajunge în condensator prin înlocuirea cantității de căldură Q_{util} de la priza inferioară se calculează cu relația

$$D'_c = \frac{Q_{util}(i_0 - i_{p_7})}{(i_{p_7} - i_{p_8})(i_0 - i'_c) + (i_{p_8} - i''_c)(i_0 - i_{p_7})} \quad [\text{kg/s}] \qquad (3.115)$$

Scanned with OKEN Scanner

în care : i_0 este entalpia aburului viu, în kJ/kg ;
i_{p_s} — entalpia condensatului aburului prizei inferioare, în kJ/kg;
i'_c — entalpia aburului în condensator, în regimul de condensație, la $P = 50$ MW (conform datelor fabricii constructoare), în kJ/kg ;
i''_c — entalpia condensatului la $p_c = 0{,}047$ bar și $P = 50$ MW, în regimul de condensație, în kJ/kg.

— Pierderile de căldură $Q_{inloc.}$ se calculează cu relația

$$Q_{inloc.} = D'_c(i'_c - i''_c) \quad [\text{kJ/s}]. \tag{3.116}$$

— Căldura folosită, ținînd seama de cantitatea de căldură înlocuită $Q_{inloc.}$, este :

$$\Delta Q = Q_{util} - Q_{inloc} \quad [\text{kW}], \tag{3.117}$$

și ținînd seama de pierderile $Q^{f.v.}_{pierd}$, economia de căldură este

$$\Delta Q_{ec} = \Delta Q - Q^{f.v.}_{pierd} \quad [\text{kW}]. \tag{3.118}$$

— La calculul pierderilor de căldură prin frecare și ventilație după relația (3.114), prin ΔP_1 se va înțelege următoarea valoare :

$$\Delta P_1 = \Delta P^0_1 - P'_{f.v.} + \Delta P_{gol} + \Delta P_c \quad [\text{kW}], \tag{3.119}$$

în care k : ΔP^0_1 sînt pierderile de putere prin frecare și ventilație la $D_c = 0$, în kW ;
ΔP_{gol} — creșterea pierderilor la mersul în gol, pentru $u/c_0 > 1{,}5$, în kW
ΔP_c — puterea produsă de ultimele trepte ale turbinei, la $p_c = 0{,}029$ bar, în kW.

Experiențele au arătat că $\Delta P_{gol} + \Delta P_c > P'_{f.v.}$ [3.20]. La calculul nomogramei, mărimile ΔP_{gol}, ΔP_c și $P'_{f.v.}$ nu au fost luate în considerare, ele putînd fi introduse ulterior, sub formă de corecții ; valoarea economiei de combustibil este atunci mai mică decît aceea determinată din nomogramă.

În nomograma din fig. 3.26, sînt prezentate curbele pentru ΔQ și $Q^{f.v.}_{pierd}$, în funcție de temperatura apei de rețea t_{at}, pentru diverse perechi de valori p_{p_r} și D_c corespunzătoare acestei presiuni. Punctul de intersecție al curbelor $\Delta Q = f(t_{at})$ cu $Q^{f.v.}_{pierd} = f(t_{at})$ determină valoarea maximă a temperaturii $t_{at}(t^{max}_{at})$ care, pentru valorile p_p și D_c, determină funcționarea cu condensatorul ca treaptă de preîncălzire, fără depășirea consumului de căldură, $\Delta Q_{ec} \geqslant 0$. Dacă $t_{at} > t^{max}_{at}$, conectarea fasciculului din condensator nu este economică, $\Delta Q_{ec} < 0$, iar dacă $t_{at} < t^{max}_{at}$, conectarea este economică $\Delta Q_{ec} > 0$.

Nomograma s-a calculat pentru $\delta t_c = 6$ grd și $W = 2\,400$ t/h ($p_{p_r} = 1{,}23$ bar și $t^{max}_{at} = 58{,}2$°C). Abaterea de la parametrii de calcul face necesare corecții

Scanned with OKEN Scanner

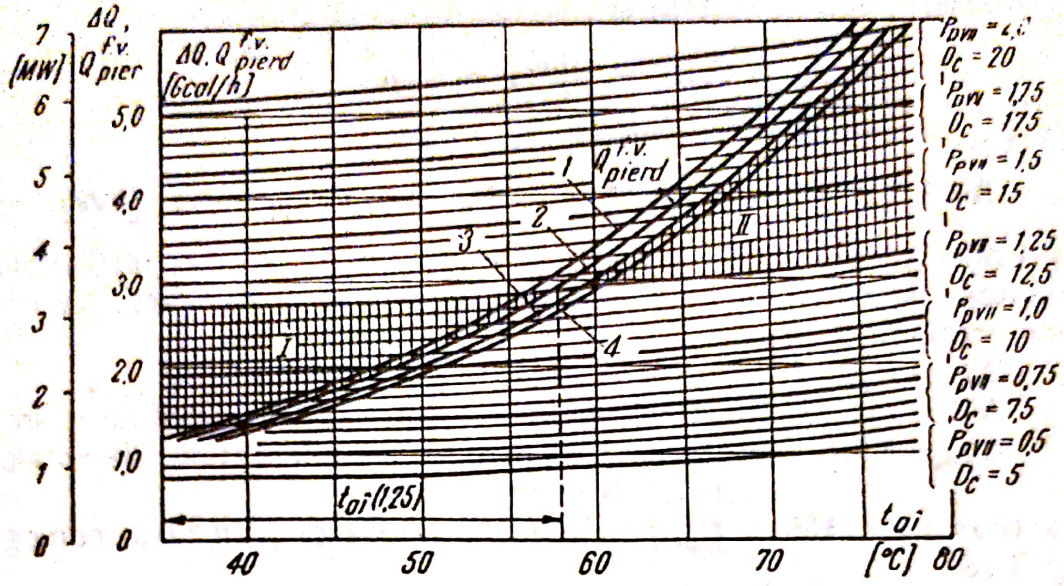


Fig. 3.26. Nomogramă pentru determinarea eficienței funcționării turbinei T-50-130 cu preîncălzirea apei de rețea în condensator, în funcție de temperatura de întoarcere a apei de rețea t_{ai}, fără preîncălzitoare de vîrf:

I — zona corespunzătoare regimului economic ($\Delta Q_{ec} > 0$), la $p_{p_7} = 1{,}25$ bar; *II* — zona corespunzătoare regimului neeconomic ($\Delta Q_{ec} < 0$), la $p_{p_7} = 1{,}25$ bar; *1* — curba $Q^{f.v.}_{pierd.} = f(t_{ai})$, la $p_{p_7} = 2{,}0$ bar; *2* — la $p_{p_7} = 1{,}5$ bar; *3* — la $p_{p_7} = 1{,}0$ bar; *4* — la $p_{p_7} = 0{,}5$ bar.

pentru δt_c, Δt_1, fig. 3.27, *a* și pentru *W*, Δt_2, fig. 3.27, *b*. Ca urmare, temperatura maximă a apei de rețea t_{al} va fi egală cu:

$$t'^{max}_{al} = t^{max}_{al} \pm \Delta t_1 \pm \Delta t_2. \qquad (3.120)$$

Nomograma, împreună cu corecțiile, permit aprecierea cu un grad de precizie suficient de mare a valorii temperaturii apei de întoarcere din rețea, pînă la care este rațională conectarea fascicolului înglobat în condensator, pentru anumite valori ale p_{p_7}, *W*, δt_c și fără preîncălzitoare de vîrf (regimul $t_e > t_{ep}$, din fig. 3.20).

Cazul II: prin funcționarea CAF-urilor, conectarea fasciculului înglobat în condensator nu va duce la înlocuirea unei cantități de căldură de la priza reglabilă a turbinei, $Q_{inloc} = 0$. De aceea, cantitatea totală de căldură preluată de apa de rețea de la prizele a șasea și a șaptea nu va depinde de numărul treptelor de preîncălzire (două sau trei). Conectarea fasciculului din condensator ca treaptă de preîncălzire, la $Q_p = \text{ct.}$ și $W = \text{ct.}$, va provoca numai creșterea presiunii aburului la prize și creșterea pierderilor prin frecare și ventilație, datorită creșterii presiunii în condensator p_c.

Scanned with OKEN Scanner

Ca urmare, relația (3.118) devine

$$\Delta Q_{cc} = Q_{util} - Q^{l.v.}_{pierd.} - Q_{\Delta P} \quad [kW], \tag{3.121}$$

în care $Q_{\Delta P}$ se determină cu relația

$$Q_{\Delta P} = \Delta P(q_{CTE} - 1) = (D_{p_7} \cdot \Delta i_{p_7} + D_{p_6} \cdot \Delta i_{p_6})(q_{CTE} - 1) \quad [kW] \tag{3.122}$$

[și reprezintă pierderile de căldură care apar la conectarea fasciculului din condensator, determinate de micșorarea puterii în termoficare, ca urmare a creșterii presiunii la prize]

D_{p_6} și D_{p_7} — debitele de abur la prize, în kg/s ;
ΔP — reducerea puterii electrice în termoficare, în kW ;
Δi_{p_6}, Δi_{p_7} — creșterile suplimentare ale diferențelor de entalpie ale aburului, la prize, în kJ/kg.

Cantitatea de căldură Q_{util} și D'_c se calculează ca și în cazul nomogramei din fig. 3.26.

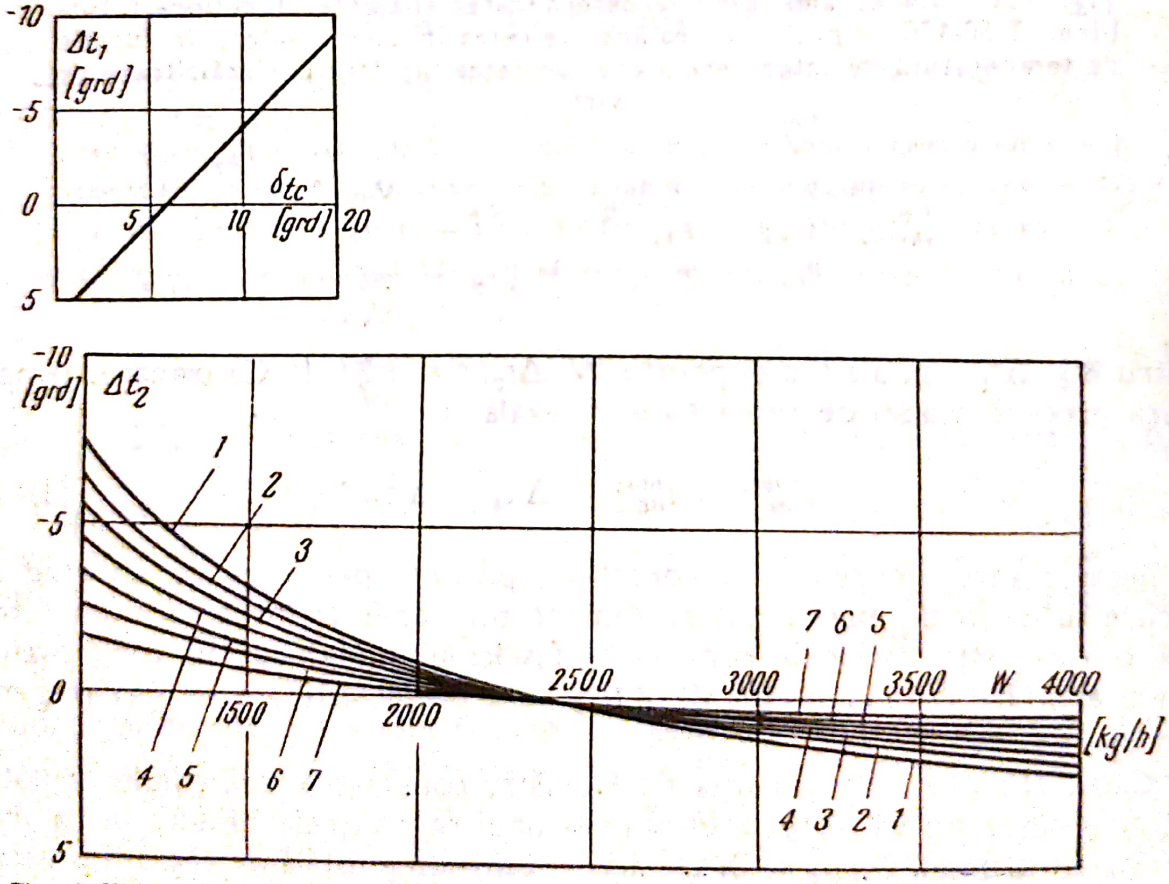


Fig. 3.27. Variația corecțiilor temperaturii maxime a apei din rețeaua de întoarcere Δt_{at}, în funcție de diferența de temperaturi finală din condensator δt_c (fig. 3.27, *a*) și de debitul de apă de rețea W (fig. 3.27, *b*), pentru diverse valori ale presiunii la priza reglabilă inferioară (p_{p_7}) :

1 — 2 kgf/cm² ; 2 — 1,75 kgf/cm² ; 3 — 1,5 kgf/cm² ; 4 — 1,25 kgf/cm² ; 5 — 1,0 kgf/cm² ; 6 — 0,75 kgf/cm² ; 7 — 0,5 kgf/cm².

Scanned with OKEN Scanner

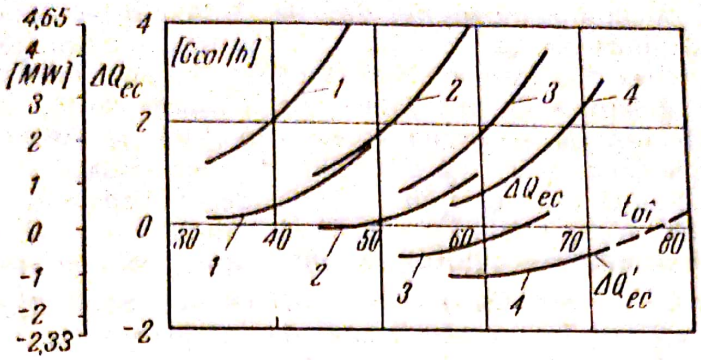


Fig. 3.28. Curbele pentru determinarea eficienței funcționării turbinei T-50-130 cu preîncălzirea apei de rețea în condensatorul turbinei, în funcție de temperatura de întoarcere a apei de rețea (t_{ai}) și a debitului (W), la funcționarea preîncălzitoarelor de vîrf :

$\triangle Q_{ec}$ — economia la funcționarea CAF ;

$\triangle Q'_{ec}$ — economia la funcționarea schimbătoarelor de vîrf cu abur de la prizele industriale sau contrapresiune.

1 — W=1 500 t/h ; *2* — W=1 800 t/h ; *3* — W=2 100 t/h ; *4* — W=2 400 t/h .

În cazul funcționării unor schimbătoare de vîrf cu abur de la prizele industriale sau de la contrapresiunea unor turbine de termoficare, prin utilizarea fasciculului din condensatorul turbinelor de tip T, va avea loc reducerea cantității de căldură dată de primele turbine. Cantitatea de căldură astfel înlocuită, avînd un potențial termic mai ridicat, va conduce la o reducere mult mai mică a debitului de abur preluat de la acestea, comparativ cu reducerea care avea loc în cazul înlocuirii căldurii produse de prizele reglabile ale turbinei de tip T.

Dacă se consideră că se utilizează abur de la presiunea prizei de 12,7 bar (cazul turbinelor tip DSL), atunci pierderile prin înlocuirea căldurii de la priză sînt

$$Q_{inloc} = Q_{util} \cdot \frac{(i_0 - i_{13})(i_2 - i_{13})}{(i_0 - i_2)(i_{13} - i_{s13}) + (i_0 - i_{13})(i_{s13} - i_c)} \quad [kW], \qquad (3.123)$$

în care i_{13} și i_{s13} este entalpia aburului la priza de 12,7 bar și entalpia condensatului.

În acest caz, economia totală este

$$\Delta Q'_{ec} = Q_{util} - Q^{l.v.}_{pierd.} - Q_{\Delta P} - Q_{inloc} = \Delta Q_{ec} - Q_{inloc}. \qquad (3.124)$$

Diagrama din fig. 3.28 prezintă curbele pentru $\Delta Q'_{ec}$ și ΔQ_{ec} în funcție de t_{ai}, pentru diverse W. Curbele de corecție din fig. 3.27 nu pot fi folosite și la determinarea lui ΔQ_{ec} și $\Delta Q'_{ec}$ după fig. 3.28.

Scanned with OKEN Scanner

Observații. La calculul nomogramei din fig. 3.26 s-a acceptat că presiunea la priza a șaptea nu depinde de t_{al}. În acest caz, turbina funcționează în regim de contrapresiune și presiunea p_{p_7} este menținută constantă prin modificarea debitului de abur viu de către regulatorul de presiune. Din această cauză, odată cu creșterea temperaturii t_{al}, mărimea Q_{util} rămîne aceeași, în timp ce ΔP_i se mărește, ceea ce reduce economicitatea funcționării cu fasciculul din condensator.

La calculul diagramei din fig. 3.28 s-a considerat constantă sarcina termică în regim de bază Q_p. De aceea, odată cu creșterea temperaturii t_{al}, cresc presiunile la prizele p_{p_6} și p_{p_7} și se mărește debitul de abur spre condensator (prin diafragma închisă), la $W = ct$. Ca urmare, Q_{util} crește mai repede decît $Q^{f.v.}_{pierd.}$, economicitatea crescînd odată cu creșterea temperaturii apei de întoarcere t_{al}.

În cazul funcționării cu CAF-uri ca instalații de vîrf, sau cu abur prin SRR, preîncălzirea în fasciculul din condensator conduce la o economie considerabilă de combustibil în toate regimurile.

La funcționarea schimbătoarelor de vîrf cu abur de la prizele industriale sau contrapresiunea turbinelor de termoficare, precum și la deconectarea preîncălzitoarelor de vîrf, perioada în care $t_e > t_{ep}$, sînt posibile cazurile în care folosirea fasciculului din condensatorul turbinei T-50-130 să nu fie economică.

3.5.3.2. *Eficiența funcționării turbinei T-100-130*

Funcționarea cu preîncălzirea apei de rețea în două trepte, față de preîncălzirea în trei trepte, cu fasciculul din condensator, s-a determinat pe cale experimentală. În comparație s-a ținut seama de faptul că în cazul schemei cu trei trepte, necesarul pompelor de apă de răcire se reduce la jumătate [3.21].

În fig. 3.29 și 3.30 sînt prezentate curbele de variație ale consumului specific de căldură pentru producerea energiei electrice și ale indicelui de termoficare, la preîncălzirea apei de rețea în două și respectiv trei trepte, cu dia-

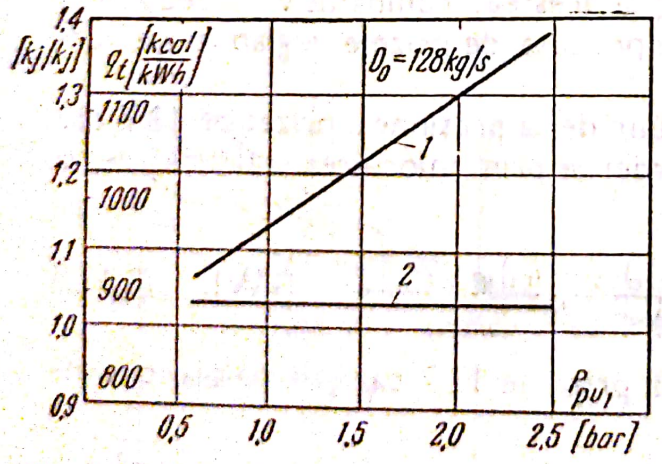


Fig. 3.29. Consumul specific de căldură al turbinei T-100-300, pentru producerea energiei electrice, în regim termic :
1 — la încălzirea în două trepte a apei de rețea ; 2 — în trei trepte.

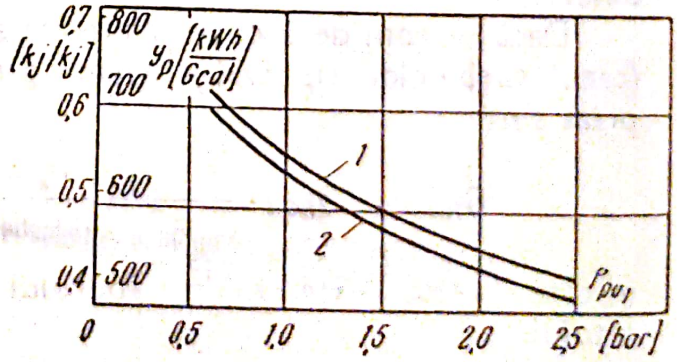


Fig. 3.30. Variația indicelui de termoficare al turbinei T-100-130, în funcție de presiunea la priza superioară de termoficare, în cazul diafragmei de reglaj a CJP închisă, funcționare în regim termic :
1 — la preîncălzirea apei de rețea în două trepte ; 2 — în trei trepte.

Scanned with OKEN Scanner

fragmele de reglaj ale CJP închise și în cazul unui debit de abur intrat în turbină de 127 kg/s (460 t/h), în funcție de presiunea la priza superioară de termoficare.

Se constată că, odată cu variația presiunii la priza superioară de termoficare de la 0,6 pînă la 2,45 bar, consumul specific de căldură pentru producerea energiei electrice la preîncălzirea apei de rețea în două trepte q_T crește de la 1,06 la 1,37 kJ/kJ (910—1 180 kcal pe kWh), pe cînd în cazul preîncălzirii în trei trepte, rămîne practic constant la 1,03 kJ/kg (886 kcal/kWh). Pentru același interval al presiunii prizei superioare de termoficare, indicele de termoficare y_p variază de la 171 la 119 kWh/10^6 kJ (715 la 500 kWh/Gcal) în cazul preîncălzirii în două trepte, respectiv de la 167 la 113 kWh/10^6 kJ (700 la 475 kWh/Gcal), în cazul preîncălzirii în trei trepte. Indicii de termoficare rezultați în ultimul caz sînt ceva mai mici, datorită faptului că la preîncălzirea în trei trepte a apei din rețea sarcina termică livrată de turbină crește în special prin creșterea cantității de căldură preluată de la abur în fasciculul din condensator. Din același motiv și consumul specific q_T este mai mic în acest caz.

În ceea ce privește dependența presiunii din condensator p_c de temperatura apei t_{ai}, aceasta poate fi considerată cu aproximație lineară, conform ecuației

$$p_c = 0{,}0075 \cdot t_{ai} - 0{,}1845 \quad [\text{bar}], \tag{3.125}$$

ceea ce conduce la rezultate apropiate de cele obținute experimental. Pe baza acestora, fig. 3.31 prezintă variația rezistenței hidraulice a fasciculelor din condensator, în funcție de debitul de apă de rețea, cu efect asupra consumurilor de energie al pompelor de rețea [3.22].

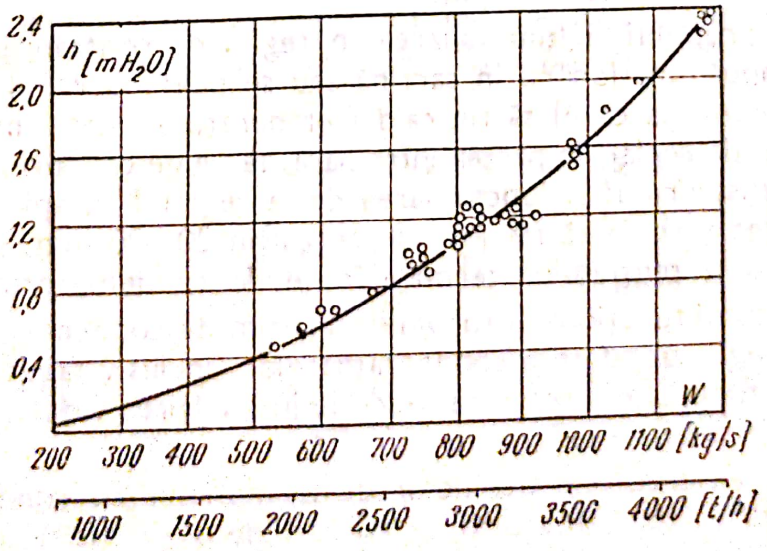


Fig. 3.31. Variația rezistenței hidraulice a fasciculelor înglobate în condensatorul turbinei T-100-130, în funcție de debitul de apă de rețea.

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.3

Mărimea economiei anuale de combustibil la folosirea fasciculelor din condensatorul turbinelor T-50-130 și T-100-130 ca treaptă de preîncălzire a apei din rețeaua de termoficare

Mărimi calculate	Tipul turbinei	
	T-50-130	T-100-130
Economia anuală de combustibil, t.c.c./an	2 990	4 400*—5 710**
Din care :		
— pentru perioada $t_e \leqslant t_{ep}$, %	74	73,5
— pentru perioada $t_e > t_{ep}$, %	12,5	12,5
— prin reducerea consumului serviciilor interne, %	13,5	14,0

* după [3.21] ; ** după [3.17].

Tabelul 3.3 prezintă valoarea economiei de combustibil realizată la funcționarea turbinelor T-50-130 și T-100-130 cu preîncălzirea apei de rețea în fasciculele din condensator [3.17].

Se constată că, prin eliminarea pierderilor de căldură din condensator, se realizează o economie de combustibil de aproximativ 1,5% din consumul anual de combustibil al instalației.

Soluția utilizării unei părți din fasciculele condensatorului ca treaptă de preîncălzire a apei din rețea s-a aplicat și la turbinele cu condensație și două prize reglabile, tip VPT-50-3 de la CET București Sud. Principalele elemente privind soluțiile tehnice aplicate și rezultatele funcționării în acest regim sînt prezentate în [3.23]. Economia anuală de combustibil care se poate realiza în acest caz este de 5 266 t c.c./an.

Trecerea grupului la funcționarea în regim de contrapresiune, se poate realiza pe timpul funcționării în sarcină sau se poate porni direct în contrapresiune, cu condiția ca el să fie cald (temperatura părții metalice a CIP, în zona treptei de reglaj, în partea inferioară, să fie de cel puțin 370°C). Durata trecerii condensatorului la funcționarea de la regimul cu apă de răcire la cel cu apă de rețea trebuie să fie însă de cel puțin 20—30 min, pentru evitarea creșterii bruște a tensiunilor termice în țevile condensatorului.

Vara, în cazul funcționării turbinei în regim de condensație, se recomandă utilizarea întregii suprafețe a condensatoarelor, inclusiv fasciculele înglobate. Scoaterea din funcțiune a acestora, duce la înrăutățirea vidului și la reducerea economicității instalației.

În concluzie, trecerea turbinelor de termoficare cu condensație și prize la funcționarea cu condensatorul ca treaptă de preîncălzire a apei de rețea conduce la importante economii de combustibil și nu pune probleme deosebite din punct de vedere tehnic, nici chiar în cazul unor turbine care nu au fost construite pentru acest regim de funcționare.

Scanned with OKEN Scanner

3.6. Reglajul cantității de căldură din CET

3.6.1. Regimul termic al apei de rețea și efectul său asupra economicității CET

3.6.1.1. *Influența temperaturii apei din conducta de întoarcere*

Influența temperaturii apei din conducta de întoarcere asupra economicității CET poate fi pusă în evidență prin intermediul indicelui de termoficare. Comparația se face pentru un regim oarecare, $\bar{Q}_{CET} = Q_{CET}/Q^n_{CET}$, în ipoteza că sarcina termică totală Q_{CET} și aceea livrată din turbina Q_p rămîn neschimbate, indiferent de variația temperaturii t'_{at} față de valoarea t_{at} recomandată de graficul de reglaj pentru sarcina termică Q_{CET}. Se poate scrie :

$$t^f_a = t_{at} + \frac{Q_p}{G_{af}} \quad [°C]. \tag{3.126}$$

Ținînd seama de relația (3.64), se poate scrie :

$$t'_{ps} = t^f_a + \Delta t_c = t_{at} + \Delta t_c + \frac{Q_p}{G_{af}} \quad [°C], \tag{3.127}$$

de unde rezultă că odată cu scăderea temperaturii t_{at}, va scade t_{ps}, adică va scădea presiunea de saturație corespunzătoare p_p, conducînd la creșterea indicelui de termoficare y_p.

Dacă la un moment dat temperatura apei de întoarcere este mai mare ca aceea recomandată de reglajul calitativ ($t'_{at} < t_{at}$), rezultă următorii indici de termoficare :

$$y_p = (1 + \beta)\frac{(i_0 - i_p)\eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{(i_p - i_{ps})} \quad [kJ/kJ] \tag{3.128}$$

și

$$y'_p = (1 + \beta)\frac{(i_0 - i'_p)\eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{(i'_p - i'_{ps})} \quad [kJ/kJ] \tag{3.129}$$

în care : β poate fi considerat constant, independent de variația entalpiei aburului la priză i_p, respectiv de temperatura t_p [3.24] ;

i_0 — entalpia aburului viu la intrarea în turbină, în kJ/kg ;

i_p, i'_p — entalpia aburului la priza de preîncălzire a schimbătorului de bază în regimul normal și cel corespunzător lui t'_{at}, în kJ/kg ;

Scanned with OKEN Scanner

Tabelul 3.4

Variația indicelui de termoficare y_p cu temperatura apei t_{at}

t_{at}	Δt_{at}	t_{p1}	Q_p				p_p		y_p				y_p^{med}		Δy_p^{med}		$\frac{\Delta y_p^{med}}{\Delta t_{at}}$	
			Q_{p1}		Q_{p2}		p_{p1}	p_{p2}	y_{p1}		y_{p2}							
°C	grd	°C	MW	Gcal/h	MW	Gcal/h	bar		kJ/kJ	kWh/Gcal	kJ/kJ	kWh/Gcal	kJ/kJ	kWh/Gcal	kJ/kJ	kWh/Gcal	10^{-3}kJ/kJ·grd	kWh/Gcal·grd
35,4	34,6	78,6	186	38,15	265	54,45	0,22	0,784	0,585	680,3	0,498	580,3	0,537	625	0,069	80	1,99	2,32
50,8	19,2	90,9	226	46,35	221	45,25	0,446	0,98	0,548	638,68	0,490	571	0,520	605	0,052	60	2,68	3,12
56	14	101,4	273	56,1	178	36,50	0,740	1,27	0,517	600,8	0,477	555,9	0,503	585	0,034	40	2,45	2,85
70	–	111	299	61,45	147	30,15	1,22	1,67	0,472	549,3	0,454	528,18	0,468	545	–	–	–	–

i_{ps}, i'_{ps} — entalpia condensatului, corespunzătoare presiunii p_p și p'_p, în cele două regimuri comparate, în kJ/kg;

η_i, η_m, η_g — randamentul intern și mecanic al turbinei, precum și randamentul generatorului, considerate constante, în cazul studiat, pentru limitele date de variație ale presiunii la priză.

Pentru limitele de variație ale temperaturii t_p, se poate considera că $i_p - i_{ps} \approx i'_p - i'_{ps} \approx r$ [3.16]. Pentru o diferență de temperatură $\Delta t_{at} = t_{at} - t'_{at}$, va apare o creștere a indicelui de termoficare $(\Delta y_p)_{\Delta t_{at}}$, egală cu :

$$(\Delta y_p)_{\Delta t_{at}} = (y'_p - y_p)_{\Delta t_{at}} \approx$$

$$\approx \frac{(1+\beta)\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{r} (i_p - i'_p)_{\Delta t_{at}} > 0. \quad (3.130)$$

Relația (3.130) este o funcție a diferenței entalpiilor $(i_p - i'_p)_{\Delta t_{at}}$, adică este funcție de $(t_p - t'_p)_{\Delta t_{at}}$:

$$(\Delta y_p)_{\Delta t_{at}} \approx K(i_p - i'_p)_{\Delta t_{at}} \text{ [kJ/kJ]} \quad (3.131)$$

în care $K = \frac{(1+\beta) \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g}{r}$.

Creșterea specifică a indicelui de termoficare $(\Delta y_p / \Delta t_{at})$ depinde de tipul turbinei de termoficare și de numărul treptelor de preîncălzire a apei de rețea, după cum rezultă din tabelul 3.4, pentru o turbină cu condensație și două prize reglabile urbane ($p_{p_1} = 0{,}5 \ldots 2{,}0$ bar, $p_{p_2} = 0{,}6 \ldots 2{,}5$ bar), cu parametrii aburului viu 127 bar, 565°C și $Q_p \approx 107$ MW (92 Gcal/h) [3.15].

Scanned with OKEN Scanner

3.6.1.2. *Influența reducerii în timpul nopții a temperaturii apei din conducta de ducere*

Trecerea turbinelor cu condensație și două prize reglabile urbane la regimul de preîncălzire în trei trepte este determinată de regimul de funcționare al sistemului de termoficare, adică de graficul de reglaj adoptat, de debitul și temperatura apei din rețeaua de întoarcere. Acești ultimii doi parametri depind de structura sarcinii termice urbane, de schemele de racordare ale punctelor termice, de graficul zilnic al variației consumului de căldură pentru încălzire și apă caldă, precum și de lungimea și configurația rețelei de termoficare.

În cazul adoptării unui reglaj calitativ, odată cu variația temperaturii de ducere și întoarcere se modifică puterea electrică disponibilă a agregatului. Funcționarea cu trei trepte de preîncălzire după graficul termic conduce practic la trecerea turbinei în regim de contrapresiune. Regulatorul de presiune menține presiunea dată la priza superioară de termoficare, prin acționarea ventilelor de reglaj ale *JP*. Ca urmare, în perioada de noapte, cînd consumul de apă caldă tinde spre zero, temperatura de întoarcere a apei din rețea crește cu cca. 10—20 grd. Menținerea presiunii prizei urbane constante în această perioadă se realizează prin micșorarea debitului de abur viu, adică prin scăderea sarcinei termice a turbinei și odată cu aceasta a celei electrice. Sarcina termică a CAF-urilor rămîne constantă, în timp ce prizele de termoficare urbană ale turbinei sînt încărcate incomplet.

Pentru a mări eficiența energetică a acestor regimuri, este recomandabil ca odată cu creșterea temperaturii $t_{aî}$, operatorul turbinei să mărească manual sarcina termică a prizei, prin mărirea presiunii aburului de priză. În acest fel, turbina este complet încărcată termic, iar temperatura apei la ducere este reglată prin reducerea sarcinii termice a CAF-urilor.

În perioada orelor de dimineață, cînd începe reducerea temperaturii $t_{aî}$, regulatorul de presiune al prizei menține presiunea constantă, mărind debitul de abur intrat în turbină. Pentru prevenirea supraîncărcării turbinei, operatorul este nevoit să modifice poziția elementului de reacție al regulatorului de presiune.

Toate aceste manevre manuale, necesare pentru menținerea presiunii glisante la priză, conduc la oscilații considerabile ale sarcinii turbinei, micșorînd rezistența și siguranța ei în funcționare.

În plus, scăderea temperaturii $t_{aî}$ la CET în orele de dimineață începe mult mai tîrziu decît la consumatori, datorită inerției mari a sistemului de transport. Ca urmare, puterea disponibilă a turbinei atinge valoarea maximă mult mai tîrziu decît o cere graficul electric, în perioada orelor maximului de dimineață. De aceea este necesar să se efectueze un reglaj zilnic al temperaturii pe rețeaua de ducere, astfel încît, corelat cu temperatura de întoarcere a apei din rețea, să se poată obține puteri mai mari în timpul orelor maximului

Scanned with OKEN Scanner

electric de dimineață. Pentru aceasta este necesar să se cunoască cît mai exact posibil variația temperaturii t_{at} la CET, ținînd seama de inerția termică a rețelei și de distanțele de transport la consumatori. Relația analitică a variației temperaturii t_{at} se poate obține împărțind rețeaua de termoficare în zone, considerate echidistante față de CET.

Calculele se fac prin recurență, începînd cu ecuația diferențială a bilanțului termic pentru zona de consum cea mai îndepărtată, trecîndu-se succesiv la zone mai apropiate, pînă la CET. Pe baza acestor ecuații, cunoscînd sarcina termică, debitul și temperatura t_{at}, se poate stabili graficul zilnic de variație a puterii electrice disponibile a CET. Aceasta a arătat că puterea disponibilă a turbinei se modifică în cursul zilei cu 6—12%, pentru $t_{ext} = -5...-20°C$. Maximul puterii disponibile a turboagregatului este decalat cu cîteva ore în urma vîrfului de consum de dimineață : maximul de dimineață al sarcinii termice începe la ora 7, iar maximul puterii electrice disponibile se realizează în jurul orelor 11—12, datorită scăderii mai lente a temperaturii de întoarcere a apei din rețea.

În fig. 3.32 este prezentată variația zilnică a puterii disponibile, pentru $t_{ext} = -10°C$, curba *1*. Se constată că puterea disponibilă are valoarea minimă tocmai în perioada vîrfului de dimineață al consumului electric [3.25].

Pentru a mări eficiența energetică a funcționării grupurilor de termoficare cu condensație și trei trepte de preîncălzire de bază ale apei de rețea, este necesar să se limiteze pe cît posibil micșorarea puterii disponibile în perioada vîrfului de dimineață, odată cu mărirea sarcinii termice.

Pentru aceasta se recomandă reducerea la CET, în perioada de noapte, a temperaturii apei de ducere. Această reducere va fi sesizată de consumatori cu o întîrziere τ_{rt}, corespunzătoare duratei de transport a apei de la CET pînă în centrul zonei de consum.

Reducerea temperaturii t_{ad} în cursul nopții trebuie să țină seama de caracteristicile termice ale consumatorilor de încălzire și de temperatura interioară minimă admisă de aceștia [3.26, 3.27]. În funcție de aceste condiții, se determină reducerea maximă admisibilă a debitului relativ de căldură de

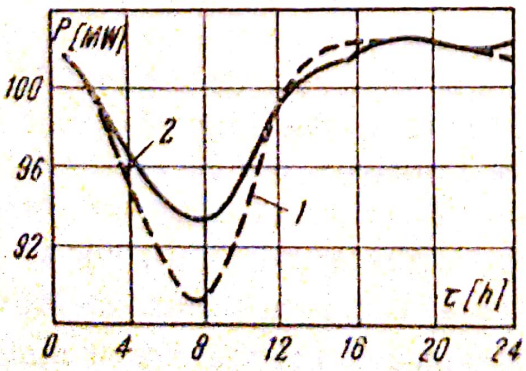


Fig. 3.32. Curbele variației zilnice a puterii disponibile a turbinei T-100-130 :

1 — pentru temperatura t_{ad} constantă ; *2* — pentru scăderea temperaturii t_{ad} la CET, în orele de noapte.

Scanned with OKEN Scanner

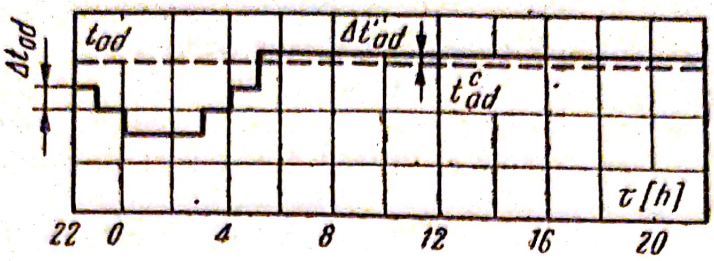


Fig. 3.33. Variația zilnică la CET a temperaturii de ducere a apei de rețea :

Δt_{ad} — reducerea temperaturii t_{ad} în cursul nopții ; $\Delta t'_{ad}$ — adaosul de temperatură în cursul restului zilei ; t^c_{ad} — temperatura de calcul conform graficului de reglaj avut în vedere.

încălzire $\bar{Q}_i^{lim}$. Pentru calcule mai puțin riguroase, se poate utiliza relația simplificată :

$$\bar{Q}_i^{lim} = \frac{(t_{i_\tau} - t_e) - (t_{i_0} - t_e) \cdot e^{(-\tau/\beta)}}{(t_{i_0} - t_e)(1 - e^{-\tau/\beta})}, \qquad (3.132)$$

în care : t_{i0}, $t_{i\tau}$ sînt temperatura interioară de calcul (la timpul $\tau = 0$) și după un timp τ de reducere a sarcinii termice pentru încălzire, în °C ;

t_e — temperatura exterioară medie pentru perioada regimului tranzitoriu de încălzire, în °C ;

τ — durata regimului tranzitoriu, în ore ;

β — caracteristica termică a încălzirii, care ține seama de gradul de acumulare termică a clădirii, în ore [3.19].

Cunoscînd legătura între sarcina termică relativă de încălzire $\bar{Q}_i$ și temperatura t_{ad}, în funcție de graficul de reglaj adoptat și ținînd seama de $\bar{Q}_i^{lim}$, se poate determina valoarea maximă admisibilă a reducerii temperaturii t_{ad} [3.19, 3.26]. Pentru menținerea constantă a cantității de căldură livrată zilnic pentru încălzire, deci pentru compensarea reducerii cantității de căldură datorată reducerii temperaturii t_{ad} în cursul nopții, este necesar ca în restul zilei această temperatură să fie mărită, prin încărcarea suplimentară a CAF-urilor.

În fig. 3.32, curba 2, este prezentată variația puterii electrice disponibile a turboagregatului, în cazul reducerii la CET a temperaturii de ducere a apei de rețea, în orele de noapte. Ea corespunde condiției de reducere a temperaturii interioare cu maxim 1 grd, pentru clădiri cu $\beta = 40$ [3.25] și variației zilnice a temperaturii t_{ad} prezentată în fig. 3.33. Reducerea temperaturii t_{ad} la CET începe la ora 22, cu viteza $\Delta t_{ad} = 6$ grd/h, cu 18 grd sub valoarea

Scanned with OKEN Scanner

normală din graficul de reglaj ; este menținută constantă, la valoarea minimă, timp de 3 h și apoi crește în cursul a 3 h pînă la noua valoare, superioară celei din graficul de reglaj, pentru a menține constant debitul de căldură zilnic al consumatorului de încălzire. Adaosurile $\Delta t'_{ad}$, pentru restul perioadei de 17 ore ale zilei, au fost de 3,92, 2,72 și 1,4 grd corespunzătoare unor temperaturi exterioare de —5, —10 și —15°C.

Se constată că pentru compensarea a 90 grade ore de scădere în timpul nopții, sînt necesare numai 66,3 ; 46,2 și 23,8 grade-ore de creștere a temperaturii în orele din cursul zilei. Acest fenomen este determinat de faptul că scăderea temperaturii t_{ad} se face noaptea, iar creșterea are loc ziua, cînd apare în mod suplimentar și consumul de căldură pentru apa caldă ; totodată este solicitată mai mult prima treaptă de preîncălzire a apei calde în punctele termice, ceea ce permite ca adaosul de temperatură să fie mai mic decît cel nominal pentru consumul de încălzire.

În acest fel se pot obține importante economii de combustibil la CET, datorită reducerii aportului CAF-urilor la acoperirea sarcinilor termice și creșterii puterii electrice produse în regim de termoficare.

Reducerea temperaturii t_{ad} în cursul nopții și adaosul pentru compensare din cursul zilei, depind de structura sarcinii termice, adică de :

$$\rho_{CET} = Q_{ac}^{med}/Q_i^c, \tag{3.133}$$

în care : Q_{ac}^{med} este sarcina termică medie zilnică săptămînală pentru alimentarea cu apă caldă, în kW ;

Q_i^c — sarcina termică de calcul pentru încălzire, în kW.

În cazul fig. 3.32 și 3.33 calculele s-au efectuat pentru structura sarcinii termice a unui consumator tip cu $\rho_{CET} = \rho_{tip} = 0{,}25$. Pentru orice alt consumator la care $\rho_i \lesseqgtr \rho_{tip}$, variația temperaturii interioare în cursul regimului tranzitoriu va fi diferită de la un consumator la altul, fig. 3.34. Calculele au arătat că în cazul respectării debitului de căldură de calcul corespunzător consumatorului tip, debitul de căldură pentru încălzire la ceilalți consumatori, cu $\rho_i \neq \rho_{tip}$, se reduce cu 1—4%, însă rămîne mai mare decît cel de calcul, iar temperatura medie a apei de retur scade cu 1,5—3 grd.

De asemenea, debitul relativ de căldură pentru încălzire primit de diverșii consumatori în timpul regimului tranzitoriu de noapte depinde de distanța lor față de CET, fig. 3.34. Aceasta se explică prin faptul că reducerea temperaturii t_{ad} la CET va fi sesizată de acești consumatori la ore diferite, în funcție de poziția față de CET. În fig. 3.34 sînt prezentate rezultatele calculelor efectuate pentru consumatorii situați în apropierea CET, cu prepararea apei calde în două trepte serie, la care scăderea temperaturii t_{ad} începe la ora 22. Pentru consumatorii depărtați de CET, la care timpul de întîrziere la consumatorul cel mai depărtat este de 1—8 ore, t_{ad} începe să scadă în jurul orei 6 dimineața.

La consumatorii cu $\rho_i = 0$ și la cei cu scheme mixte sau o treaptă paralel de preparare a apei calde, la scăderea temperaturii t_{ad} noaptea, debitul zilnic

Scanned with OKEN Scanner

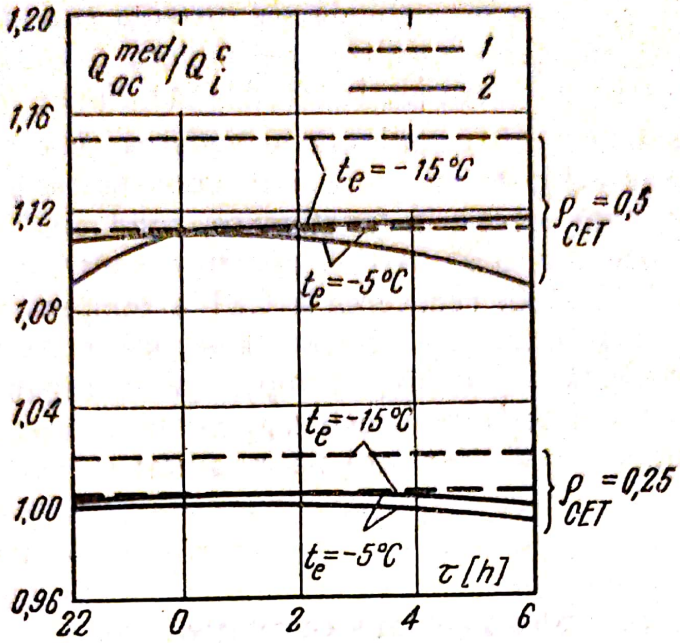


Fig. 3.34. Debitul relativ de căldură pentru încălzire, pentru consumatori situați la distanțe diferite de CET și cu structuri diferite ale consumului total :

1 — în cazul t_{ad}=constantă ; 2 — în cazul reducerii t_{ad} în cursul nopții.

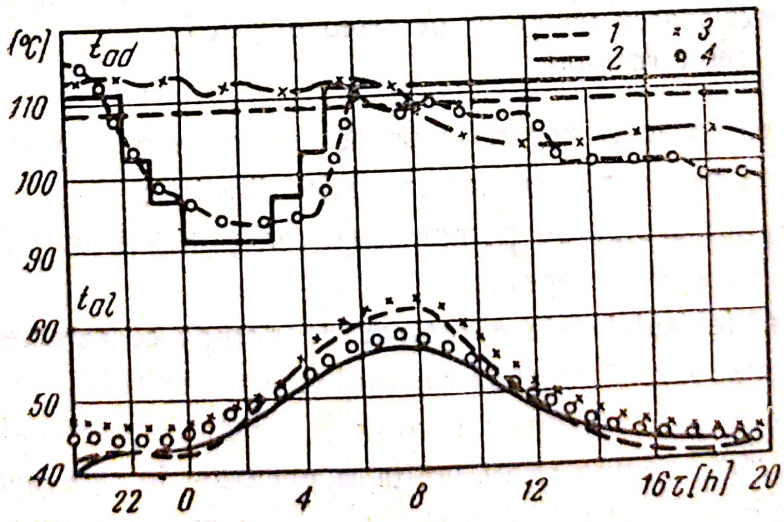


Fig. 3.35. Modificarea temperaturii apei în conducta de ducere și întoarcere la CET :

1 — curbele calculate, pentru t_{ad}=ct., la t_e=—10°C ; 2 — curbele calculate, pentru reducerea t_{ad} în cursul nopții, la t_e=—10°C ; 3 — valorile experimentale, pentru t_e=—8,1°C ; 4 — valorile experimentale, pentru t_e=—9,2°C.

Scanned with OKEN Scanner

de căldură pentru încălzire nu depinde de distanța față de CET. La acești consumatori, numai reducerea cantității de căldură primită pentru încălzire și compensarea acesteia vor avea loc la ore diferite din zi.

Această metodă de reglare, aplicată în vederea ridicării eficienței energetice a CET urbane echipate cu grupuri cu condensație și mai multe prize urbane, a fost verificată practic în funcționare, conducînd la rezultate apropiate de cele calculate, fig. 3.35. Astfel, pentru o centrală echipată cu patru grupuri 100 MW, T-100-130, reducerea la CET a temperaturii de ducere în cursul nopții a condus la creșterea puterii electrice în termoficare la vîrful de consum de dimineață cu 16 MW, comparativ cu regimul fără reducerea temperaturii t_{ad}. În perioada reducerii t_{ad}, pentru consumatorii situați la 10 km de CET, temperatura interioară s-a modificat cu maxim $\pm 0{,}4$°C [3.25, 3.28].

3.6.2. Reglajul centralizat calitativ-cantitativ

Reglajul centralizat calitativ-cantitativ al cantității de căldură livrată de CET urbane constituie una din principalele căi de reducere a consumului lor de combustibil [3.19, 3.26, 3.29]. În cele ce urmează sînt puse în evidență o serie de aspecte caracteristice privind reglajul mixt la CET și regimurile economice de funcționare ale agregatelor.

3.6.2.1. *Funcționarea pompelor de rețea din CET cu debit variabil*

Funcționarea în acest regim se poate realiza prin următoarele metode:

— montarea de pompe cu caracteristici diferite;
— variația numărului de pompe care funcționează în paralel;
— variația turației pompelor.

a. **Reglarea debitului prin montarea de pompe cu caracteristici diferite** constituie cea mai simplă metodă de realizare a debitului variabil. Reglarea debitului se poate face în trepte sau chiar continuu. Pentru reglarea continuă, funcționarea fiecărei pompe se va limita la perioada în care debitul ei corespunde celui impus de graficul de reglaj, ținînd seama de condițiile climaterice (de sarcina termică relativă a CET: $\bar{Q}_{CET} = Q_{CET}/Q^{c}_{CET}$). Odată cu scăderea sarcinii termice relative $\bar{Q}_{CET}$, reducerea debitului pompei se va realiza mai întîi continuu, prin laminare cu vana de pe refulare, apoi se va trece la pompa cu debitul inferior cel mai apropiat. În cazul creșterii sarcinii termice relative $\bar{Q}_{CET}$, situația se inversează.

Scanned with OKEN Scanner

În condiții de exploatare, această metodă de reglare este însă greoaie devenind neeficientă tehnic și economic, datorită faptului că în cazul unor consumuri mari de căldură, numărul de pompe crește mult (pompe diferite pentru fiecare treaptă de debit). De asemenea, în anumite perioade, metoda respectivă nu poate evita funcționarea pompelor cu laminare pe refulare, ceea ce nu conduce la reducerea consumului de energie electrică pentru pompare (punctul de funcționare se modifică corespunzător unor randamente mai mici ale pompelor).

b. **Modificarea debitului prin variația numărului de pompe identice care funcționează în paralel**, ca și variația corespunzătoare a energiei electrice consumate, depinde de numărul pompelor care funcționează în paralel, de caracteristicile acestora și de punctele lor de funcționare (caracteristica rețelei).

Analiza funcționării în acest fel a unei stații de pompare a arătat că, din punct de vedere tehnic, în funcție de caracteristica rețelei, stația nu poate funcționa decît cu un număr minim, limitat, de pompe. De asemenea, în cazul aceleiași caracteristici hidraulice a rețelei, scoaterea din funcțiune a unei pompe înseamnă de fapt o reducere relativ mică a debitului de apă vehiculat și o reducere mai mică a puterii consumată pentru pompare, datorită în special consumului mare de energie la mersul în gol. Totodată, variația numărului de pompe în funcțiune, ceea ce este necesar cel puțin odată pe zi, conduce la o uzură rapidă a pompelor, mai ales dacă nu sînt construite pentru un astfel de regim [3.26].

c. **Reglajul debitului prin variația turației pompelor** se va analiza numai pentru cazul utilizării de cuple hidraulice, care constituie soluția cea mai rațională, datorită faptului că variația debitului nu este legată de pierderi energetice. Față de ultima metodă analizată, experiențele efectuate în funcționare au arătat că această metodă de reglare poate conduce la reducerea consumului specific de energie electrică pentru pompare cu 20—30% (0,084—0,151 kWh/m³). Reducerea este cu atît mai mare, cu cît debitul mediu zilnic de apă este mai mare și nu permite variația numărului de pompe în funcțiune [3.26].

Principalul dezavantaj al acestei soluții este investiția suplimentară. De asemenea, în cazul unor pompe existente, cu turație constantă, care nu pot fi adaptate la funcționarea cu cuplă, este necesară înlocuirea lor. Investițiile pentru aceste instalații noi se justifică în cazul unor CET cu stații de pompare pentru debite mari. În cazul unor CET cu consumuri mici de apă fierbinte, o soluție intermediară o poate constitui adoptarea unor stații cu pompe de tipuri diferite, funcționînd în paralel. Această ultimă soluție este în orice caz mai avantajoasă, decît metoda variației numărului de pompe identice, funcționînd în paralel [3.29]. La astfel de stații de pompare, cu debite de apă relativ mici este rațional să se aleagă cel puțin patru pompe pentru regimul de iarnă, corespunzătoare treptelor de debit 70, 80—85, 100 și 115% din debitul de calcul.

Scanned with OKEN Scanner

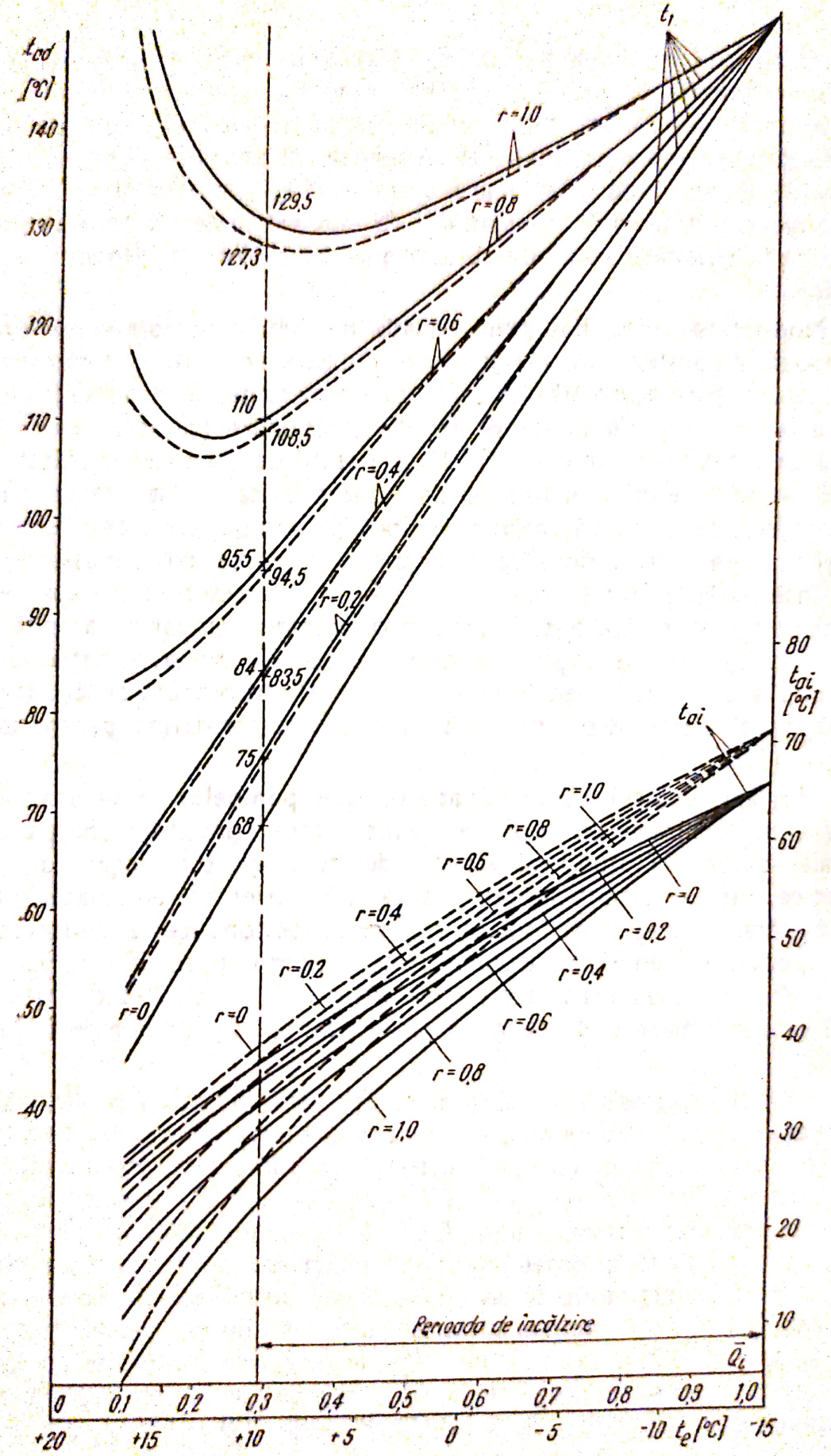


Fig. 3.36. Graficul de reglaj al sarcinii termice eterogene, încălzire și apă caldă, pentru $\rho_T = 0,1$ și coeficientul de reglaj $r = 0 \ldots 1,0$.

—— PT cu racordare directă ; – – – – PT cu racordare indirectă.
Observație : t_{ad} se citește în stînga, iar t_{al} în dreapta.

Scanned with OKEN Scanner

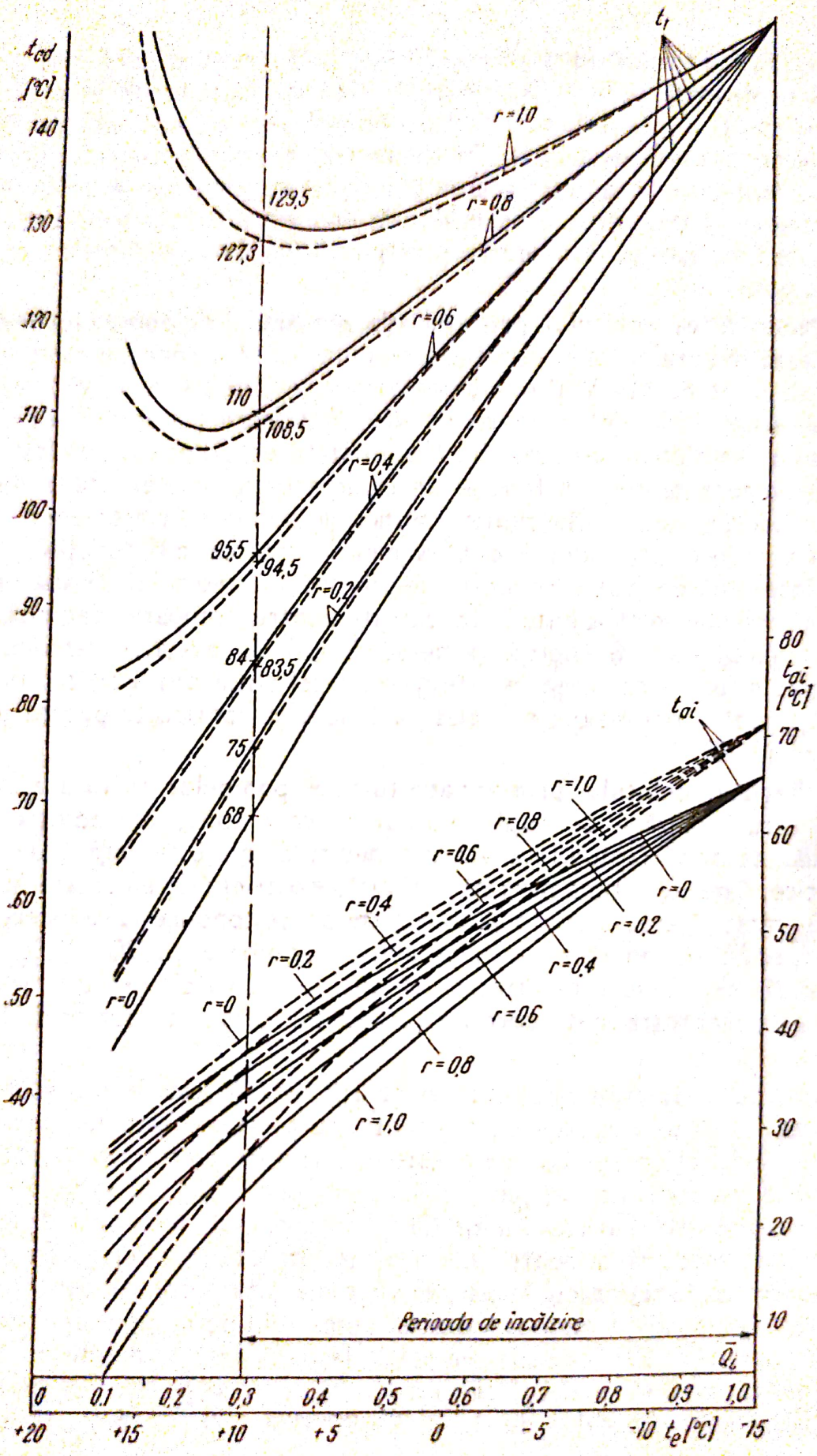


Fig. 3.36. Graficul de reglaj al sarcinii termice eterogene, încălzire și apă caldă, pentru $p_T = 0,1$ și coeficientul de reglaj $r = 0...1,0$.

—— PT cu racordare directă ; — — — — PT cu racordare indirectă.
Observație : t_{ad} se citește în stînga, iar t_{al} în dreapta.

Scanned with OKEN Scanner

3.6.2.2. *Eficiența energetică a reglajului calitativ-cantitativ*

Eficiența reglajului calitativ-cantitativ depinde de graficul de reglaj al temperaturii și al debitului de apă din rețea, iar acești parametri depind de schema de preparare a apei calde utilizată de consumatori, de cota de căldură pentru apa caldă față de consumul pentru încălzire, $\rho_T = Q_{ac}^{med}/Q_i^c$ și de legea de variație a debitului de apă în rețea, valoarea coeficientului de reglaj r.

În fig. 3.36 este prezentat graficul de reglaj mixt, pentru $\rho_T = 0{,}1$, iar în fig. 3.37 este arătat efectul structurii sarcinii termice urbane, $\rho_T = 0{,}1 \ldots 1{,}0$ și a coeficientului de reglaj adoptat ($r = 0 \ldots 1{,}0$) asupra temperaturilor t_{ad} și t_{at}. Se menționează că graficele de reglaj s-au construit în ipoteza punctului termic cu prepararea apei calde menajere în două trepte serie, cu corecția temperaturii apei în funcție de cota de consum pentru apă caldă, încît debitul de apă vehiculat să fie întotdeauna cel corespunzător încălzirii [3.10].

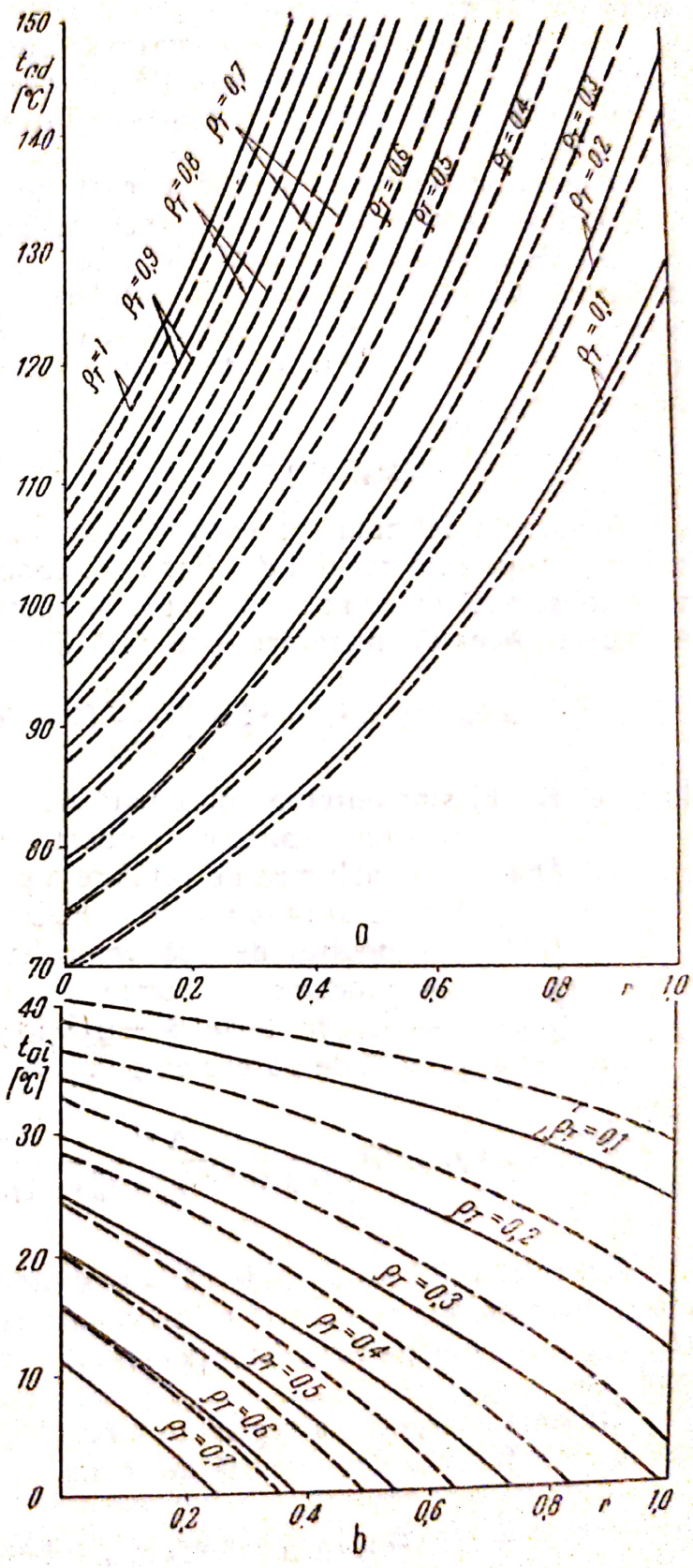


Fig. 3.37. Variația temperaturii t_{ad} (fig. 3.37, *a*) și t_{at} (fig. 3.37, *b*) a apei, în funcție de coeficientul de reglaj r și structura sarcinii termice ρ, pentru $\bar{Q}_t = 0{,}3$.

—— PT cu racordare directă ;
– – – PT cu racordare indirectă.

Scanned with OKEN Scanner

Ecuațiile de reglaj care au stat la baza calculului graficului de reglaj prezentat au fost stabilite în [3.26].

Din fig. 3.36 și 3.37, *b* se constată că odată cu creșterea gradului de micșorare a debitului G de apă vehiculată în rețea (*r* crește), pentru aceeași sarcină termică relativă $\bar{Q}$, temperatura apei de întoarcere t_{at} scade, iar temperatura t_{ad} crește.

Pentru un anumit coeficient nominal de termoficare α_h^n, rezultă că odată cu creșterea temperaturii t_{ad} va crește și temperatura apei t_a la ieșirea din treptele de preîncălzire de bază, fig. 3.38. Aplicînd metodologia de calcul prezentată în §3.6.1.1, rezultă că în cazul reglajului mixt, odată cu creșterea temperaturii t_a' față de cel calitativ t_a (în ipoteza că temperatura $t_{at} = ct$), are loc reducerea corespunzătoare a indicilor de termoficare, conform relației:

$$(\Delta y_p)_{\Delta t_a} = (y_p - y_p')_{\Delta t_a} \approx k(i_p' - i_p)_{\Delta t_a} > 0 \quad [kJ/kJ]. \qquad (3.134)$$

Reducerea debitului de apă vehiculat, în cazul reglajului mixt față de cel calitativ, după cum rezultă din fig. 3.36, conduce la micșorarea energiei electrice consumată de pompele de rețea, în ipoteza utilizării pompelor cu cuplă, hidraulică. Această micșorare este dată de relația:

$$\Delta P_{r(\Delta G)} = P_r - P_r' \approx \frac{\Delta H \cdot G}{102\,\eta_p}[1 - (\bar{Q}_{CET})^{3,15r}] \quad [kW], \qquad (3.135)$$

în care: P_r, P_r' sînt puterea consumată de pompele de rețea în cazul reglajului calitativ, respectiv mixt, în kW;

H — înălțimea de refulare a pompelor de rețea în cazul reglajului calitativ, în m H_2O;

G — debitul de apă vehiculat la reglajul calitativ, în m^3/h;

p — randamentul pompelor, corespunzător reglajului calitativ;

$\bar{Q}_{CET}$ — sarcina termică relativă.

Economia specifică de putere de pompare realizată în acest caz este [3.26]:

$$\frac{\Delta P_{r(\Delta G)}}{Q_{CET}} = (\Delta y_{pr})_{\Delta G} = \frac{\Delta H}{102 \cdot 10^{-3} \cdot \eta_p \cdot c(t_{ad}^n - t_{at}^n)}[1 - (\bar{Q}_{CET})^{3,15r}] \quad [kW/kW]. \qquad (3.136)$$

Din relația (3.136) se vede că la o anumită lege adoptată pentru reglajul mixt, anumite valori pentru *r*, economia specifică de putere de pompare $(\Delta y_{pr})_{\Delta G}$ este funcție de rezistența hidraulică totală ΔH a sistemului de termoficare.

Eficiența energetică a reglajului mixt, față de cel calitativ, se poate stabili cu ajutorul funcției de eficiență de forma:

$$\Delta y = (\Delta y_p)_{\Delta t_{at}} - (\Delta y_p)_{\Delta t_a} + (\Delta y_{pr})_{\Delta G} > 0 \quad [kW/kW]. \qquad (3.137)$$

Scanned with OKEN Scanner

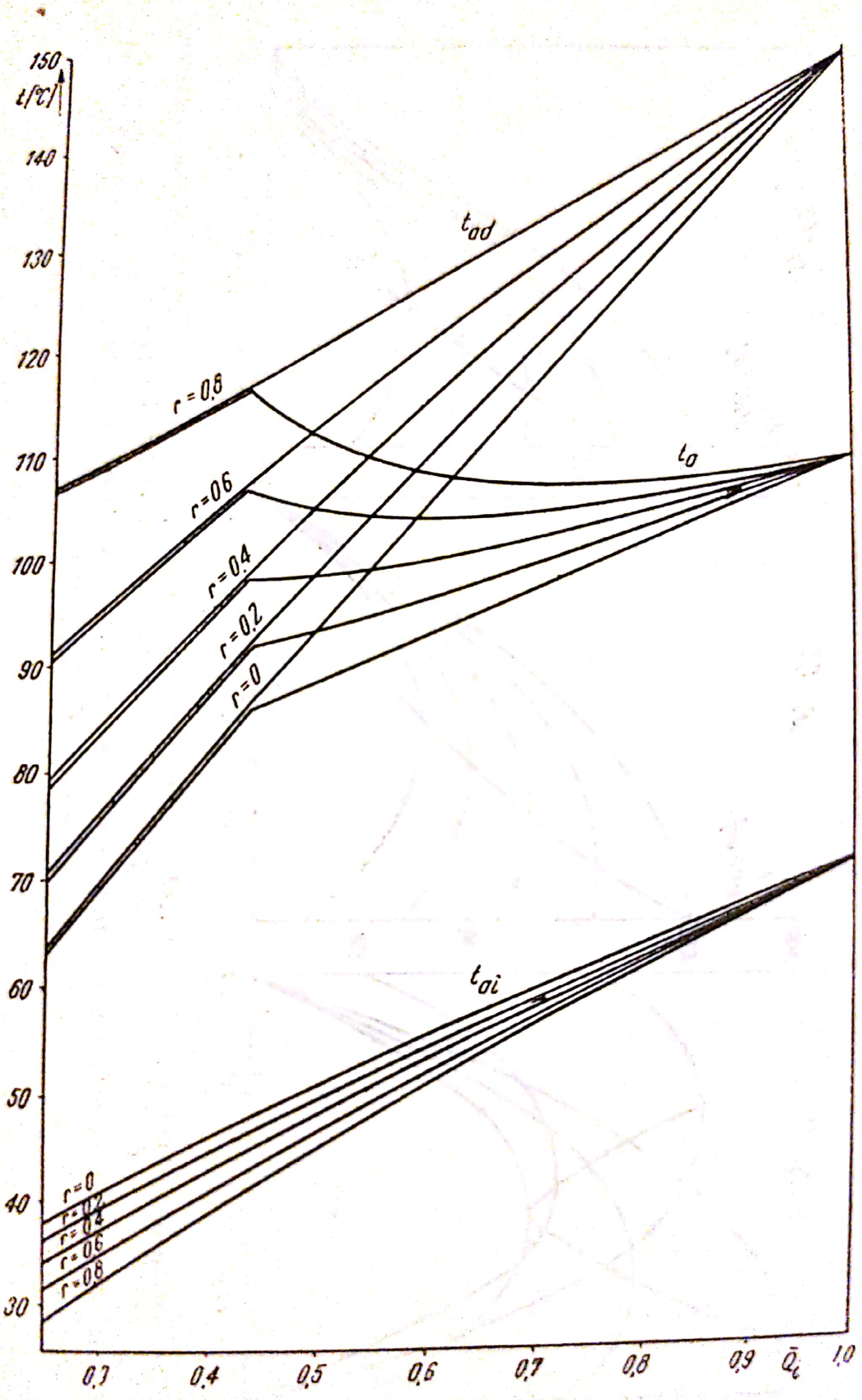


Fig. 3.38. Graficele de temperatură pentru reglajul calitativ—cantitativ; la $p = 0,1$ și $\alpha_h^n = 0,5$.

Scanned with OKEN Scanner

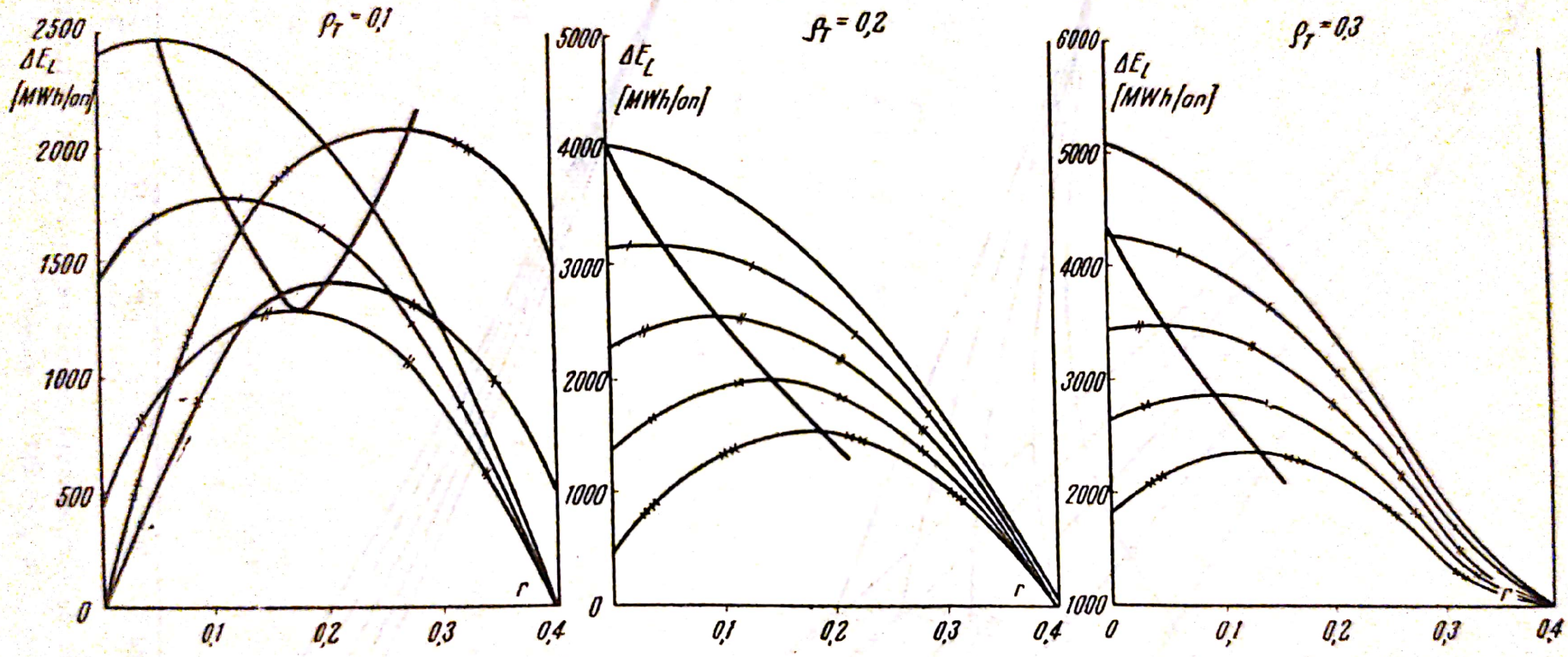


Fig. 3.39. Variația plusului de energie electrică livrată în sistem $\triangle E_L$ în funcție de coeficientul de reglaj adoptat, pentru diverse înălțimi de pompare $\triangle H$ și structuri ale sarcinii termice ρ_T :

—— $\triangle H$=150 m H_2O ; —/— $\triangle H$=200 m H_2O ; —#— $\triangle H$=250 m H_2O ; —x— $\triangle H$=300 m H_2O ; —xx— $\triangle H$=350 m H_2O ;

—— curba $\triangle E_{L_{max}} = f(r)$.

Scanned with OKEN Scanner

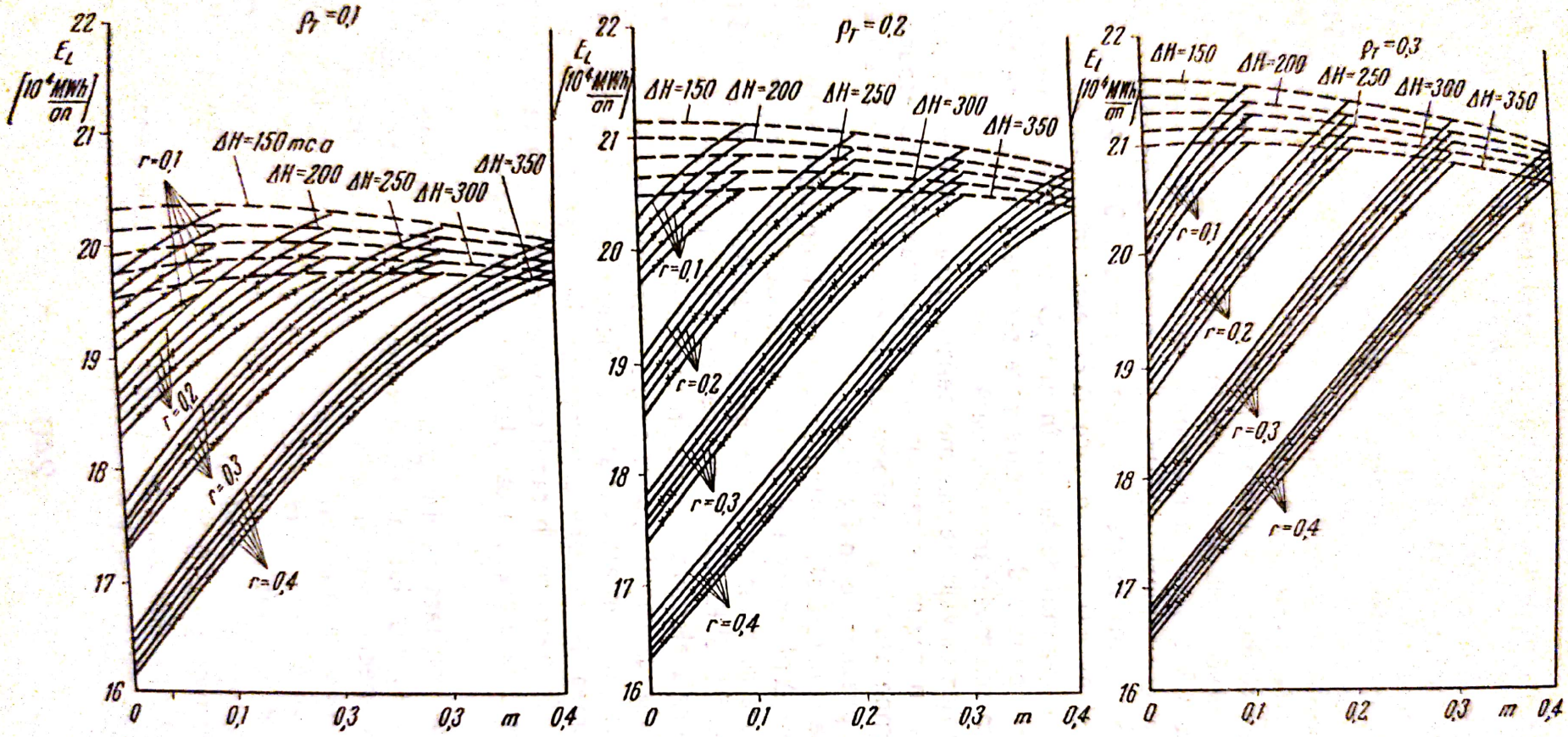


Fig. 3.40. Variația energiei livrate E_L în funcție de coeficientul m, pentru diverse înălțimi de pompare $\triangle H$, coeficienți de reglaj r și structuri ale sarcinii termice ρ_T :

—— $\triangle H$=150 m H_2O ; —/— $\triangle H$=200 m H_2O ; —#— $\triangle H$=250 m H_2O ; —x— $\triangle H$=300 m H_2O ; —x—x— $\triangle H$=350 m H_2O ;
—— curbele $E_L=f(m)$ pentru $\triangle H$=ct ; — — — curbele $E_{L_{max}}=f(m=r)$ pentru $\triangle H$=ct.

Scanned with OKEN Scanner

Se vede că funcția respectivă depinde de legea adoptată pentru variația debitului, de mărimea sarcinii termice relative $\bar{Q}_{CET}$ și de înălțimea de refulare a pompelor de rețea ΔH, pentru un anumit tip de turbină, $\eta_t \cdot \eta_m \cdot \eta_g$ dat și pentru o anumită pompă, $\eta_p = ct$, la o anumită structură a sarcinii termice, ρ_T. Cu cît ΔH crește, cu atît funcția de eficiență $\Delta y > 0$, adică reglajul mixt este superior, din punct de vedere energetic, reglajului calitativ.

Analiza acestei funcții, făcută pentru o CET echipată cu un grup de 50 MW, tip T-50-130, funcționînd în regim termic cu preîncălzirea apei în două trepte, a condus la diagramele prezentate în fig. 3.39. Calculele s-au efectuat pentru cazul unui sistem de termoficare avînd puncte termice cu racordare indirectă pentru încălzire și prepararea apei calde în două trepte serie, cu raportul suprafețelor $S_I/S_{II} \approx 4/3 \ldots 1$, cu următoarele valori de calcul : $\alpha_h^n = 0{,}511$ și regimul termic al apei fierbinți 150/80°C, la schimbătorul de căldură pentru încălzire. Variabilele considerate au fost : $r = 0 \ldots 0{,}4$, $\rho_T = 0{,}1 \ldots 0{,}3$, $\Delta H^c = 150 \ldots 350$ și $m = 0 \ldots r$, în care ΔH^c este înălțimea de refulare a pompelor de rețea în regimul de calcul, în m H_2O, și m este un parametru cu domeniul de variație pentru $0 \ldots r$, care caracterizează variația temperaturii apei t_a la ieșirea din schimbătoarele de bază.

Calculele au arătat că valorile optime pentru parametrul m, la care energia electrică livrată în regim de termoficare este maximă, corespund întotdeauna variației temperaturii t_a, conform căreia $m = r$, fig. 3.40, adică t_a variază după curbele prezentate în fig. 3.38.

De asemenea se constată că, pentru aceiași coeficienți de reglaj r și aceeași înălțime de pompare ΔH, energia electrică livrată de CET în regim de termoficare E_L crește odată cu creșterea cotei ρ_T a consumului de apă caldă față de cel pentru încălzire, fig. 3.40. Odată cu creșterea înălțimii de refulare a pompelor de rețea, energia electrică livrată în termoficare E_L scade, iar valoarea optimă a coeficientului de reglaj r_{opt}, la care E_L este maximă, crește, fig. 3.39.

În fig. 3.41 este prezentată variația coeficientului optim de reglaj r_{opt} în funcție de înălțimea de refulare a pompelor de rețea ΔH și de structura sarcinii termice ρ_T. Ea permite, în cazul considerat, stabilirea valorii coeficientului de reglaj, pentru care trebuie calculat graficul de reglaj la CET în funcție de ΔH și ρ_T.

Din fig. 3.39 se constată că din punctul de vedere al energiei electrice livrate în termoficare, reglajul calitativ-cantitativ $r \neq 0$, este superior celui calitativ, $r = 0$, în special pentru valori reduse ale coeficientului de reglaj $r = 0{,}05 \ldots 0{,}375$; valorile mai mari corespund unor sisteme de termoficare cu rezistența hidraulică mare, $\Delta H > 250$ m H_2O. În cazul unor sisteme cu rezistențe hidraulice mai mici, $\Delta H < 150$—200 m H_2O, eficiența energetică a reglajului mixt, comparativ cu cel calitativ, scade simțitor, mai ales la structuri ale sarcinii termice $\rho_T > 0{,}2$.

Aceste concluzii privind valorile optime pentru coeficientul de reglaj r au în vedere funcția de eficiență energetică a CET, exprimată prin energia

Scanned with OKEN Scanner

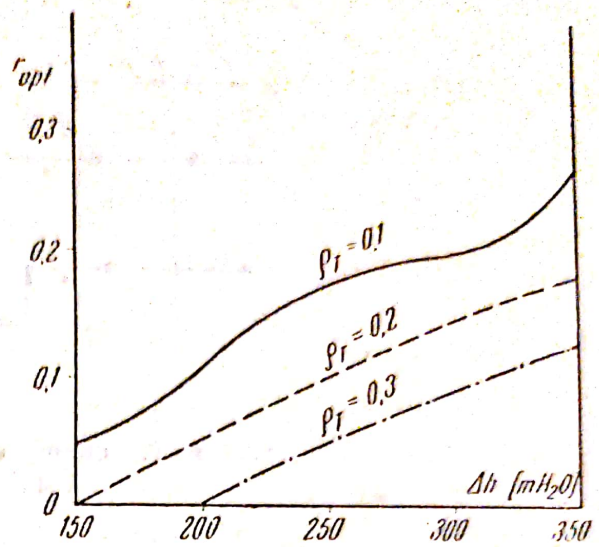


Fig. 3.41. Variația coeficientului optim de reglaj r_{opt} în funcție de înălțimea de reglare a pompelor de rețea $\triangle H$, pentru diverse structuri ale sarcinii termice ρ_T.

electrică livrată în termoficare $\Delta E_{L\,max}$. Dacă se ține seama și de efectul valorilor ρ_T la CET, comparativ cu cele ale diverșilor consumatori ρ_j, valorile optime ale coeficienților de reglaj cresc sensibil.

3.6.2.3. *Stabilirea graficului de reglaj la CET, ținînd seama de structura consumului total de căldură*

Una din condițiile esențiale de mărire a eficienței energetice a reglajului este stabilirea graficului de reglaj în funcție de structura consumului.

Problema principală este alegerea raportului caracteristic ρ_T, astfel încît eficiența energetică pe ansamblul sistemului de termoficare să fie maximă.

Întrucît CET alimentează cu căldură diverse tipuri de consumatori, fiecare avînd o anumită structură a consumului de căldură ρ_j, diferențele între acestea și raportul ρ_T adoptat la CET, pe baza căruia se calculează graficul de reglaj, produc o serie de pierderi : sub formă de căldură la consumatori și de energie livrată, la CET. La calculul pierderilor, se consideră drept consumatori cele n puncte termice ale sistemului de termoficare, fiecăruia corespunzîndu-i un raport caracteristic ρ_j, care depinde de tipul consumatorilor efectiv alimentați din punctele termice respective.

Mărimile care intervin în calcule sînt :

— structura consumatorului tip, avută în vedere la CET : $\rho_{CET} = \rho_T$;

$$\rho_T = \left[\frac{Q_{ac}^{med}}{Q_i^c}\right]_T;$$

— structura consumului ρ_j pentru diversele puncte termice ($j = 1 \ldots n$);

Scanned with OKEN Scanner

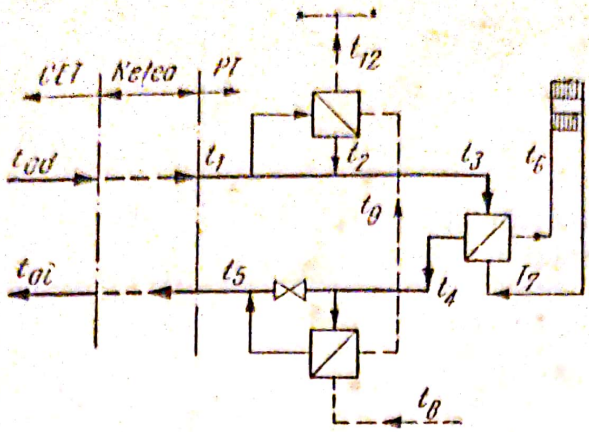


Fig. 3.42. Schema de principiu a punctului termic.

— debitele de apă de rețea W_j, aferente fiecărui punct termic, în kW/grd ;
— τ_{fi} — durata perioadei de încălzire, în h/an ;
— ΔH — înălțimea totală de refulare a pompelor de rețea ;
— η_p — randamentul pompelor de rețea.

Se consideră că punctele termice au aceeași schemă, fig. 3.42, cu următoarele mărimi de calcul : $t_3^c = 150°C$; $t_4^c = 80°C$; $t_6^c = 95°C$ și $t_7^c = 75°C$.

Din calculele efectuate în [3.26] rezultă că $p_1 \leqslant p_T \leqslant p_n$. Astfel, consumatorii racordați la sistemul de termoficare se împart în două categorii : cei cu $p_j < p_T$ $(j = 1 \ldots k)$ și alții cu $p_j > p_T$ $[j = (k+1) \ldots n]$. La consumatorii cu sarcina relativă $p_j < p_T$, adică și cei care nu au consum de apă caldă, debitul de apă de rețea va fi cel de încălzire. La acești consumatori, pentru temperaturi exterioare ridicate, apar supraîncălziri. Pierderile de căldură corespunzătoare acestei categorii de consumatori conduc la căldură livrată în plus de CET, față de necesar :

$$\sum_{j=1}^{k} Q_{sj_1} = \sum_{j=1}^{k} W_j(\delta_T - \delta_j) \quad [\text{kW}], \tag{3.138}$$

respectiv :

$$\sum_{j=1}^{k} Q_{sj_1}^{an} = \sum_{j=1}^{k} \int_0^{\tau_{fi}} Q_{sj} \cdot d\tau \quad [\text{kWh/an}] \tag{3.138 a}$$

în care : Q_{sj_1}, $Q_{sj_1}^{an}$ sînt cantitatea orară, respectiv anuală, de căldură primită suplimentar de consumatorii $p_j < p_T$ $(j = 1 \ldots k)$;

δ_T, δ_j — corecțiile de temperatură ale graficului de reglaj pentru încălzire, atunci cînd se ține seama și de consumul pentru prepararea apei calde, la consumatorul tip considerat la CET, respectiv la consumatorul j, în grade.

Scanned with OKEN Scanner

O parte din căldura Q_{sj} livrată suplimentar va produce supraîncălzirea apartamentelor consumatorilor, pierzîndu-se în atmosferă, iar restul determină creșterea temperaturii t_5, respectiv t_{at}, a apei de rețea, ceea ce va determina scăderea producției de energie electrică în termoficare (v. paragraful 3.6.1.1), echivalînd cu un supraconsum de combustibil.

În cazul consumatorilor cu $p_j > p_T$, cantitatea de căldură livrată este mai mică decît necesarul, diferența avînd valoarea :

$$\sum_{j=k+1}^{n} Q_{dj} = \sum_{j=k+1}^{n} W_j(\delta_j - \delta_T) \quad [kW]. \tag{3.139}$$

Deficitul de căldură Q_{dj} este acoperit, la punctele termice de la $(k+1)$ la n, prin suplimentarea debitelor de apă de rețea față de cele aferente numai încălzirii, astfel încît consumatorul să primească întreg necesarul de căldură în situația cea mai grea, în care diferența de temperatură ducere-întoarcere a apei este minimă, adică :

$$Q_{dj} = \Delta W_j(t_1 - t_5)_{min} \quad [kW] \tag{3.140}$$

în care $(t_1 - t_5)_{min}$ este valoarea minimă a lui Δt_a în perioada de încălzire, depinzînd de graficul de reglaj adoptat.

Prin această condiție se asigură alimentarea cu căldură a consumatorilor $(k+1),\ldots n$ la valoarea impusă de aceștia, în tot timpul perioadei de încălzire. În perioada în care $t_1 - t_5 > (t_1 - t_5)_{min}$, această categorie de consumatori va primi o cantitate de căldură suplimentară, avînd valoarea :

$$\sum_{j=k+1}^{n} Q_{sj_2} = \sum_{j=k+1}^{n} \Delta W_j [(t_1 - t_5) - (t_1 - t_5)_{min}] \quad [kW]. \tag{3.141}$$

Suplimentul de debit de apă de rețea necesită un consum suplimentar de putere electrică de pompare :

$$\sum_{j=k+1}^{n} P_{sj} = \sum_{j=k+1}^{n} \frac{\Delta W_j \cdot \Delta H}{367\,200 \cdot \eta_p} \quad [kW], \tag{3.142}$$

respectiv de energie anuală :

$$\sum_{j=k+1}^{n} E_{sj}^{an} = \sum_{j=k+1}^{n} \int_0^{\tau_{fl}} P_{sj} \cdot d\tau \quad [kWh/an]. \tag{3.143}$$

Însumînd cele două categorii de pierderi de căldură și suplimentul de energie electrică consumată pentru pompele de rețea, rezultă valoarea totală a cantității anuale de căldură pierdută în sistem :

$$Q_s = \sum_{j=1}^{k} Q_{sj_1}^{an} + \sum_{j=k+1}^{n} Q_{sj_2}^{an} + 3\,600 \sum_{j=k+1}^{n} E_{sj}^{an} \quad [kWh/an]. \tag{3.144}$$

Scanned with OKEN Scanner

Determinarea structurii de calcul a coeficientului ρ_T se face prin stabilirea valorii minime a pierderilor totale Q_s [3.26].

Exemplu de calcul. Se dau structurile relative ale sarcinilor termice ρ_j și ale debitelor de apă ale diverselor puncte termice : $x_j = W_j / \sum_{j=1}^{n} W_j = W_j / W_{CET}$, ale unui cartier, după cum rezultă din tabelul 3.5, în ordinea crescătoare a lui ρ_j.

Tabelul 3.5

Mărimile de calcul ale celor 16 puncte termice considerate

j	1	2	3	4	5	6	7	8
x_j	0,067	0,074	0,07	0,083	0,06	0,029	0,073	0,066
ρ_j	0,107	0,130	0,132	0,144	0,152	0,156	0,167	0,182
j	9	10	11	12	13	14	15	16
x_j	0,052	0,073	0,031	0,143	0,057	0,072	0,033	0,0216
ρ_j	0,224	0,228	0,230	0,250	0,250	0,265	0,285	0,333

Calculele efectuate pe calculator, au condus la obținerea diagramei din fig. 3.43. Se constată că pierderile totale de căldură Q_s sînt mai mici în cazul reglajului calitativ-cantitativ, $r \neq 0$, decît în cel calitativ, $r = 0$. Diferențele cresc pe măsură ce coeficientul r crește.

De asemenea, odată cu creșterea gradului de variație a debitului de apă în rețea, sarcina termică relativă ρ_T, pentru care trebuie construit graficul de reglaj, scade.

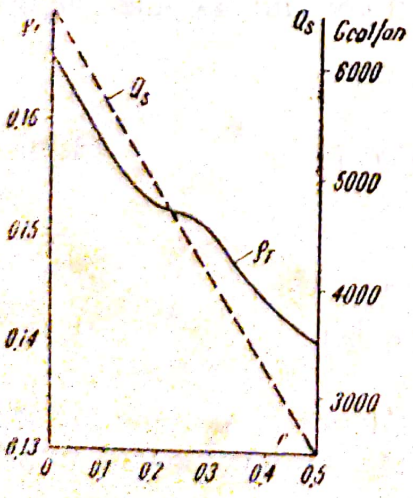


Fig. 3.43. Variația pierderilor de căldură Q_s și a lui ρ_T în funcție de reglajul adoptat r.

Din punctul de vedere al pierderilor de căldură care apar prin livrarea unei cantități mai mari de căldură la consumatori, față de necesar, reglajul mixt este de asemenea mai eficient decît cel calitativ, conducînd la importante economii anuale de căldură, după cum rezultă din tabelul 3.6.

Observație. Exemplul de calcul prezentat pentru $t_3^c = 150°C$, $t_4^c = 80°C$, $t_3^{min} = 63,95°C$, $t_4^{min} = 43,95°C$, $W^c = 600$ m³/h, $\Delta H^c = 200$ m H_2O a ținut seama numai de pierderile de căldură Q_{sj}^{an} și E_{sj}^{an}, fără să includă și efectul suplimentar al creșterii temperaturii t_5, respectiv t_{al}, la consumatorii $(k+1), \ldots n$, asupra reducerii indicelui de termoficare al CET (Δy_p) $\Delta_{t_{al}}$. Dacă s-ar fi ținut seama și de aceasta, eficacitatea reglajului mixt ar fi crescut și mai mult.

Pentru mărirea eficienței energetice a funcționării CET, calculul graficului de reglaj

Tabelul 3.6

Economia de combustibil în cazul reglajului mixt

Tipul de reglaj	Pierderi de căldură, Q_s		Economii anuale		
			de căldură		de combustibil
	MWh/an	Gcal/an	MWh/an	Gcal/an	t.c.c./an
Calitativ ($r = 0$)	7 410	6 371	—	—	—
Calitativ-cantitativ:					
$r = 0{,}1$	6 540	5 621	873	750	118 900
$r = 0{,}2$	5 600	4 810	1 817	1 561	248 000
$r = 0{,}3$	4 690	4 029	2 720	2 342	372 000
$r = 0{,}4$	3 770	3 241	3 640	3 130	497 000
$r = 0{,}5$	2 900	2 494	4 510	3 877	615 000

la CET trebuie să țină seama de structura reală a consumurilor de căldură p_j pentru toți consumatorii. Metoda de calcul prezentată mai sus pentru stabilirea valorii p_T trebuie aplicată corelat cu determinarea valorii optime a coeficientului de reglaj r_{opt}, după cum s-a arătat la punctul 3.6.2.2. Metoda este valabilă pentru orice sistem de termoficare urbană și rezultatele de principiu concordă cu cele prezentate în literatura de specialitate [3.30].

3.6.2.4. *Distribuția debitelor apei din rețea între turbinele de termoficare de tipuri diferite*

În majoritatea cazurilor, CET în funcțiune sînt echipate cu turbine de termoficare de tipuri diferite, la care preîncălzirea apei din rețeaua de termoficare are loc în condiții specifice fiecărui grup în parte. Astfel, turbinele cu condensație și priză de termoficare urbană instalate în CET din țara noastră în perioada inițială de realizare a sistemelor de termoficare (CET-Reșița, CET-Borzești etc.), cu parametrii aburului viu 88 bar, 500—540°C, sau chiar la 127 bar 565°C, au prizele urbane reglabile între 1,18—2,45 bar, sub forma unei singure prize. Alte turbine, de 50—100 MW, au priza reglabilă urbană realizată în mai multe trepte, cu posibilitatea variației presiunii aburului la priză între 0,5—2,45 bar.

În cazul existenței în aceeași CET a ambelor tipuri de turbine, apare problema optimizării distribuției debitelor de apă între diferitele trepte de preîncălzire ale turbinelor utilizate, astfel încît puterea în termoficare pe ansamblul CET să fie maximă, cu un consum specific minim de combustibil. Această

Scanned with OKEN Scanner

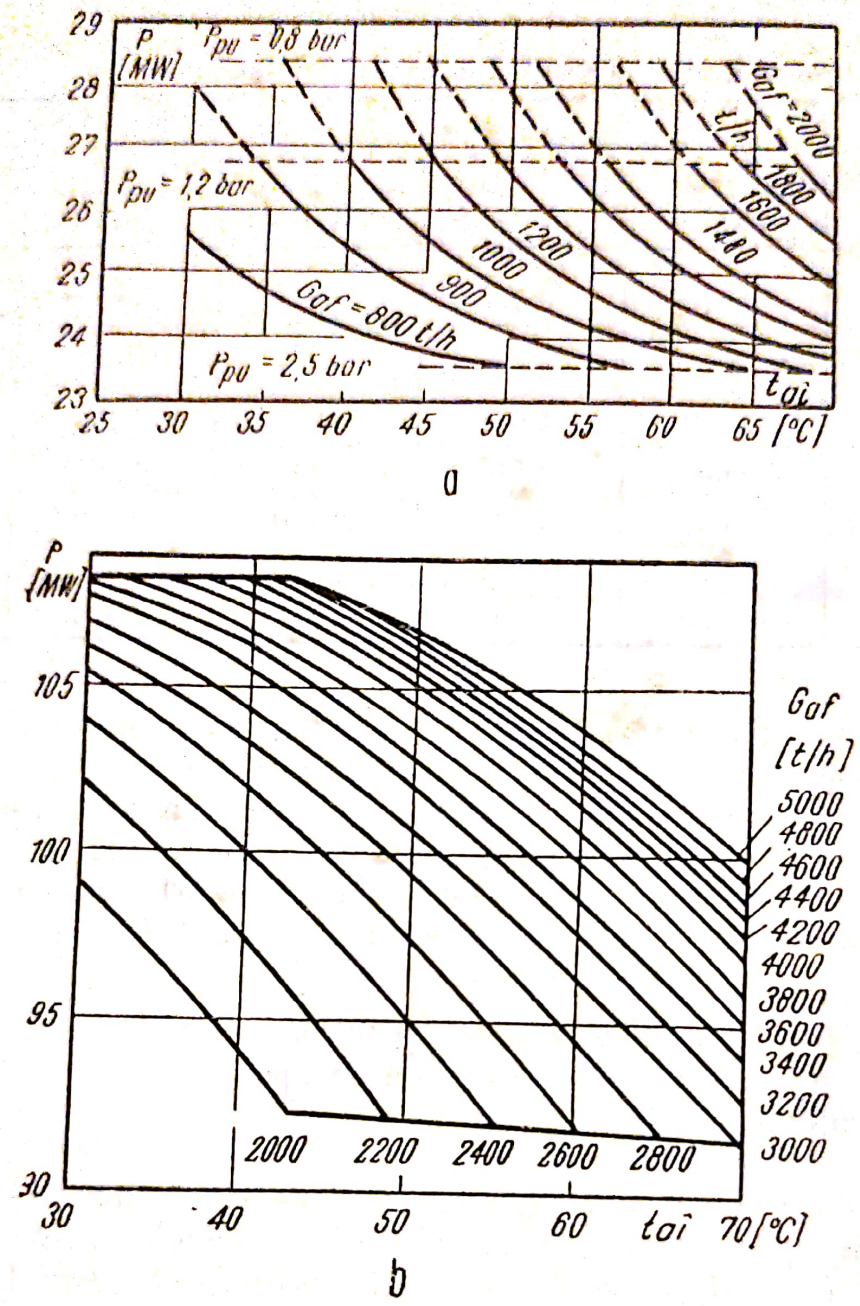


Fig. 3.44. Curbele de variație ale puterii electrice în funcție de debitul și temperatura de intoarcere a apei de rețea :

a — turbina T-25-90 (D_0=165 t/h) ; *b* — turbina T-100-130 (D_0=460 t/h, fără fascicul), la Q_p=ct.

distribuție trebuie să țină seama și de condițiile impuse de consumatori — cantitatea de căldură și graficul de reglaj cerute — și de caracteristicile de funcționare ale turbinelor.

Cercetarea eficienței regimurilor de funcționare ale turbinelor de termoficare de tipuri diferite a arătat că debitul de apă vehiculat prin preîncălzi-

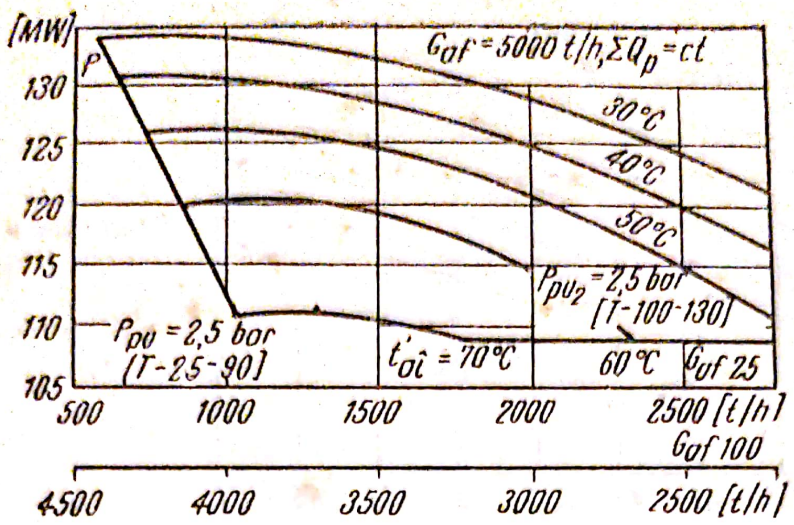


Fig. 3.45. Puterea electrică în funcție de distribuția debitelor apei de rețea între turbinele T-25-90 și T-100-130, la $G_{af} = 5\,000$ t/h și $\Sigma Q_p = \text{ct.}$

toarele de rețea ale prizelor reglabile ale turbinelor este legat direct de puterea electrică produsă în termoficare ; legătura are un caracter biunivoc, fiind de forma generală

$$f(P_p,\ D_0,\ G_{af},\ t_{ad},\ t_{at},\ \alpha_h^n) = 0,$$

în care P_p este puterea în termoficare a turbinei și D_0 — debitul de abur viu intrat în turbină.

În cazul menținerii constante a debitului de abur viu D_0 și a regimului termic, pentru un anumit coeficient de termoficare α_h^n, variația puterii electrice în regim de termoficare este funcție de debitul de apă G_{af} și temperatura de întoarcere a apei t_{at}. Astfel, la turbinele cu priza urbană cu presiunea reglabilă în intervalul 1,18—2,45 bar, pentru temperaturi t_{at} coborîte, la care temperatura t_a ar impune presiuni ale aburului mai mici decît limita inferioară de 1,18 bar, puterea electrică produsă nu mai depinde de debitul de apă din rețea (fig. 3.44, *a*) ; la turbinele cu preîncălzirea în două trepte a apei de rețea, cu presiunea aburului la prize variabilă în intervalul 0,5—2,45 bar, puterea electrică crește odată cu mărirea debitului apei de rețea, cu anumite limitări la debite mai mari de cca 4 000 t/h, cum este cazul turbinei T-100-130 (fig. 3.44, *b*) [3.31, 3.32].

Variația sarcinii termice totale a CET și a elementelor caracteristice graficului de reglaj, G_{af}, t_{at}, t_a, odată cu condițiile climaterice exterioare, determină o anumită dinamică în timp a distribuției debitelor de apă între treptele de preîncălzire ale diverselor turbine. Astfel, în fig. 3.45 se arată, pentru cazul celor două tipuri de turbine, că la fiecare valoare a temperaturii t_{at}, la $\Sigma Q_p = \text{ct.}$, se pot găsi debitele optime G_{af}, astfel încît puterea P_p să fie maximă.

Scanned with OKEN Scanner

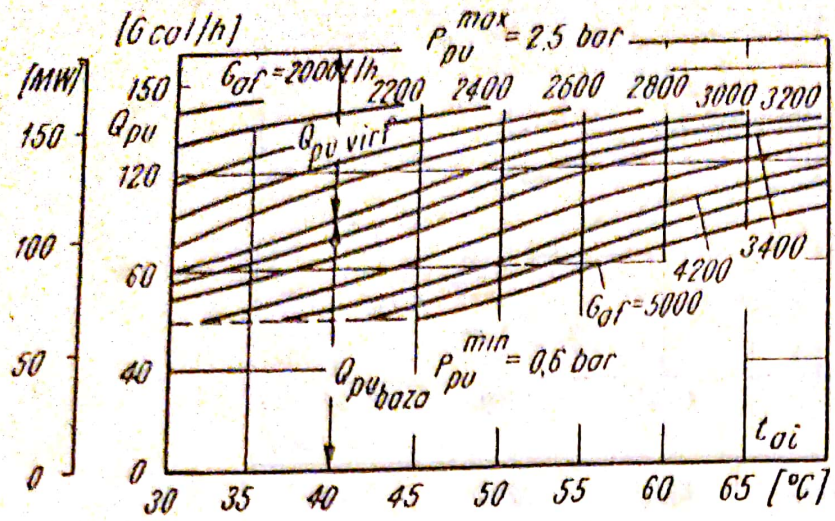


Fig. 3.46. Curbele de distribuție a sarcinii termice între treptele de preîncălzire ale turbinei T-100-130 (D_0 = 460 t/h, Q_p = ct.).

În cadrul acestei distribuții a debitelor de apă, trebuie avut în vedere că la turbinele cu preîncălzirea apei în două trepte, dublarea debitului de apă produce o modificare a puterii în termoficare de numai cca. 5—6 % (fig. 3,44. *b*), pe cînd în cazul turbinei cu o singură priză reglabilă, puterea în termoficare se modifică cu cca. 10 % (fig. 3.44, *a*). Cauza constă în faptul că, în cazul preîncălzirii într-o singură treaptă, modificarea debitului G_{af} este legată de modificarea potențialului energetic a întregii cantități de abur prelevat la priză ; în cazul preîncălzirii în două trepte, modificarea potențialului energetic are loc în special prin debitul de abur utilizat la treapta inferioară de preîncălzire, prin redistribuirea debitelor de abur între prize, fig. 3.46.

Din această analiză rezultă că prin distribuția corespunzătoare a debitelor de apă între treptele de preîncălzire ale diferitelor turbine cu prize reglabile urbane se poate mări puterea totală obținută în regim de termoficare. Mărimea plusului de putere, respectiv a economiei de combustibil astfel realizate, depinde de structura consumului termic al CET, de tipul grupurilor instalate și de posibilitățile concrete de modificare a legăturilor între diversele elemente componente ale schemei de termoficare, ca și de graficul de reglaj adoptat.

Trebuie avut în vedere că în exploatare nu întotdeauna regimurile optime rezultate din calcule sînt posibile, datorită unor condiții suplimentare momentane, ceea ce poate impune o altă distribuție a debitelor de apă de rețea. Intervalul de modificare a debitelor apei de rețea în preîncălzitoare este limitat de intervalul presiunilor aburului la prizele reglabile ; debitul minim este determinat de presiunea maximă a prizei, $p_p^{max} = 2{,}45$ bar, deci $t_a^{max} = 117°C$, iar debitul maxim este limitat de graficul de reglaj al temperaturii apei și de sarcina termică maximă, acceptată pentru turbinele cu o singură treaptă de preîncălzire. În orice caz, chiar și în aceste condiții, se impun regimuri de funcționare cît mai apropiate de cele optime, rezultate din calcule.

Scanned with OKEN Scanner

Bibliografie

1.1. Spencer, C. R., Cotton, K. C., Cannon, N. C. *A method of predicting the performance of steam turbine — generators*. În : Journal of Engineering for Power, Transactions ASME, oct. 1963, p. 249—301.

1.2. * * * *Raport statistic privind fiabilitatea echipamentelor energetice*. Edison Electric Institute — S.U.A., dec. 1974

1.3. Noev, V. N. *Factorii determinanți ai economicității ridicate a termocentralelor EdF*. În : Teploenerghetika, nr. 5, mai 1974, p. 87—91 și nr. 6, iun. 1974, p. 87—90.

1.4. Schröder, K. *Centrale termoelectrice de mare putere*, vol. III (trad. din limba germană), București, Ed. Tehnică, 1971.

1.5. Schröder, K. *Probleme heutiger und zukunftiger Kraftwerksplanung*. Berlin-München, Ed. Siemens, 1967.

1.6. Moțoiu, C. *Centrale termo- și hidroelectrice*. București, Ed. didactică și pedagogică, 1974.

1.7. * * * *Determinarea caracteristicilor agregatelor energetice*. MEE, IRME, 1973.

1.8. Svoboda, J. *La chaudiere de 1850 t/h*. În : Technique Moderne, mars 1968, p. 138—140.

1.9. Verhovschi, N. I. ș.a. *Sjiganie vîsohosernistogo mazuta na elektrostanțiah*. Moscova, Ed. Energhia, 1970.

1.10. Gavrilov, A. F. ș.a. *Kombinirovanii vozduho podogrevatel na pîleslanțevom kotle*. În : Teploenerghetika, nr. 1, 1974, p. 25—28.

1.11. Gurvici, A. M., Kuzneţov, N. V. *Teplovoi rasciot kotelnih agregatov*. Moscova, Ed. Energhia, 1973.

1.12. Iakomov, O. L. ș.a. *Razrabotka i isledovanie vodogreinogo vodotrubno-kontaktnogo kotloagregata dlia țentralizovanogo teplosnabjenia*. În : Teploenerghetika, nr. 6, 1974.

1.13. Rijkin, V. Ia., Kuzneţov, A. M. *Analiz teplovîh shem moscinîh kondensationnih blokov*. Moscova, Ed. Energhia, 1972.

1.14. Kalderon, D. *Large steam turbines for nuclear and conventional power stations*. În : Journal of Science and Tehnology, 38, nr. 1, 1971, p. 21—30.

Scanned with OKEN Scanner

1.15. Girşfeld, V. Ia., Morozov, G. N. *Teploviie elektriceskie stanţii*. Moskova, Ed. Energhia, 1973.
1.16. Popa, T. *Contribuţii la studiul funcţionării blocurilor energetice cu parametri alunecători*. Teză de doctorat, Institutul Politehnic, Bucureşti, 1972.
1.17. Ehrich, R. *Gleit — und Festdruckbetrieb bei Dampfturbinen*. În : Elektrizitat-swirtschaft, 27, nr. 5, 1970, p. 125—129.
1.18. Driscoll, N. J., Wilson, D. C., Rosemberg, T. L. *Design of 1 100 TW steam turbine-generation unit for Ravenswood nr. 3*. În : Journal of Engineering for Power, apr. 1964, p. 209—218.
1.19. Ivanov, V., Sorokin, N., Zaslavski, S. *Teplovaia ekonomicinosti raboti energeticeskih blokov pri skolziascem nacialnom davlenii para*. În : Teploenerghetika, 24, nr. 12, dec. 1967, p. 60—64.
1.20. Zaunschirm, H., Habetler, G. *Einfluss des Gleitdruckbetriebes auf die zulassige Temperaturanderungs-geschwindigkeit dickwandinger Bauteile*. În : VGB Kraftwerkstechnik, 55, nr. 3, mart. 1975, p. 149—156.
1.21. Meyer-Kahrweg, H. *Hinweise und Empfehlungen fur Planung und Betrieb von Blockkaftwerken*. În : BWK 22, nr. 7, iul. 1970, p. 334—339.
1.22. Brehmer, E., Haack, P. *Das Blockleitgerat, ein weiterer Schritt zum rationallen Kraftwerksbetrieb*. În : BWK, 20, nr. 10, oct. 1968, p. 460, 462.
2.1. Kriese, S. *Die energiewirtschaftliche Optimalauslegung von Dampfkraftwerken*. Essen, Ed. Vulkan, Dr. Classen, 1968.
2.2. Nerescu, I. şi Radcenco, V. *Analiza energetică a proceselor termice*. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
2.3. Leca, A. *Problemele analizei exergetice*. În : Energetica, vol. 15, nr. 3, mart. 1967, p. 130—134 ; nr. 6, iun. 1967, p. 279—284 ; nr. 7, iul. 1967, p. 321—327.
2.4. Oplatka, G. *Sur le dimensionnement economique des echangeurs de chaleur*. În : Revue BBC, vol. 54, nr. 10—11, 1967, p. 681—684.
2.5. Lange, F. *Kesselspieisepumpen. Zulaufsystem bei gleitendem Entgasungsdruck*. În : BWK, 23, nr. 7, iul. 1971, p. 321—329.
2.6. Muhlhauser, H. *Modern feedpump turbines*. În : Combustion, 44, nr. 11, mai 1973, p. 21—31.
2.7. Pedotti, P. C. *Speisepumpenkonzepzion fur eine optimale Verfugbarkeit*. În : VGB Kraftwerkstechnik, vol. 54, nr. 4, apr. 1974, p. 211—221.
2.8. * * * *Regulamentul de exploatare tehnică a centralelor şi reţelelor electrice*. Ed. III. Bucureşti, Ministerul Energiei Electrice, 1967.
2.9. Moţoiu, C. *Antrenarea pompelor de alimentare la blocurile de mare putere*. În : Energetica, 17, nr. 12, dec. 1969, p. 552—562.
2.10. Brunecke, E. *Uber Planung und Bewahrung der 300 MW — Blockkraftwerke im Braunkohlengebiet*. În : VGB Mitteilungen, 49, nr. 4, aug. 1969, p. 226—243.
2.11. Kruger, W. *Warmeisolierung in Dampfkraftwerken*. În : BWK, 25, nr. 11, nov. 1973, p. 411—414.
2.12. Wagner, R. *Schlagradmuhlen — Beziahungen Zwichen Mahlgutergenschaften, und Muhledaten*. Raport nr. 9. Conferinţa Naţională de Termoenergetică, R.P.B., Sofia, 1971.
2.13. Duminicatu, M. ş.a. *Protecţia contra incendiilor în instalaţiile energetice*. Ed. tehnică, Bucureşti, 1969.
2.14. Mihailov, N. M. Sarkov, A. T. *Fiziceskie svoistva topliva u borba zatrude-niami na toplivopodacie elektrostanţii*. Moscova, Ed. Energhia, 1972.
2.15. Mang, G. *Coal car thawing techniques*. În : Combustion, apr. 1966, p. 24—28.

Scanned with OKEN Scanner

2.16. Moţoiu, C. *Contribuţie asupra optimizării părţii reci a ciclului termic în centralele termoelectrice din R.S.R.* Teză de doctorat. Institutul Politehnic Bucureşti, 1974.
2.17. Moţoiu, C. *Asupra dimensionării turnurilor de răcire funcţionînd în regim variabil.* În : Energetica, 19, nr. 2, feb. 1971, p. 78—85.
3.1. Brajnicov, V. I. *Energoekonomiceskoe harakteristichii teplofikaţionnih turbin.* În : Elektriceskie stanţii, nr. 12, 1972.
3.2. Subin, E. P., Levin, B. I. *Proiektirovanie teplopodgotovitelnih TET i kotelnih.* Ed. Energhia, Moscova, 1970.
3.3. Cuzneţov, A. M. *Vliianie izmeneniia entalpii otrabotanogo para na ekivalentie teplopadeniia otborov parovih turbin.* În : Teploenerghetika, nr. 3, 1971.
3.4. Brajnicov, V. I. *Oţenka efektivnosti izmeneniia teplovih potokov iz otborov turbini s pomoşciu nomogram.* În : Electriceskie stanţii, nr. 3, 1969.
3.5. Athanasovici, V. *Influenţa condiţiilor climatice şi a consumului de căldură menajer, asupra consumurilor de căldură livrate din CET urbane.* În : Energetica, nr. 1, 1971.
3.6. Brajnicov, V. I. *Diagrami teplosnabjeniia klimaticeskih raionov SSSR.* În : Electriceskie stanţii, nr. 3, 1971.
3.7. Sazanov, B. V., Ivanov, G. V. — *Rascet ekonomicinosti paraturbinih otopitelnih TET.* În : Teploenerghetika, nr. 5, 1973.
3.8. Arşachian, D. T., *Vliianie klimaticeskih faktorov na velicinu optimalnogo znaceniia koefiţienta teplofikaţii.* În : Teploenerghetika, nr. 2, 1966.
3.9. Arşakian, D. T. *Zavisimosti effektivnosti teplofikaţii gorodov ot klimaticeskih uslovii.* În : Teploenerghetika, nr. 4, 1968.
3.10. Brajnicov, V. I. *Vliianie klimaticeskih uslovii na efektivnosti teplofikaţii gorodov v mocinih razvivaiuşcihsia energosistemah.* În : Teploenerghetika, nr. 6, 1971.
3.11. Pekelis, G. B. Kramarenko, V. I. *C opredelenie teplovoi ekonomicinosti pikovoi elektroenerghii na TET.* În : Elektriceskie stanţii, nr. 9, 1971.
3.12. Benenson, E. I., Barinberg, G. D. *Teplovaia ekonomicinost teplofikaţionnih turbin pri pokritii pikov elektriceskih nagruzok.* În : Elektriceskie stanţii, nr. 6, 1973,
3.13. Gheltman, A. E., Sapiro, N. I. *Uslovia effectivnosti polucenia pikovoi elektriceskoi mocinosti na promîşlennih TET.* În : Teploenerghetika, nr. 6, 1971.
3.14. Minkov, V. A., Trutaev, V. I., Kulaga, T. N. *Povîşenie effektivnosti teplofikaţii v krupnih energosistemah.* În : Teploenerghetika, nr. 2, 1969.
3.15. Ruzancov, V. N. *Universalnaia haracteristika dlia raspredeleniia nagruzok mejdu krupnimi teplofikaţionimi turbinami.* În : Elektriceskie stanţii, nr. 8, 1973.
3.16. Subin, E. P., Levin, B. I. *Proiektirovanie teplopodgotovitelnih ustanovok TET i kotelnih.* Ed. Energhiia, Moscova, 1970.
3.17. Benenson, E. I., Barinberg, G. D. *Ekonomia topliva pri iscliucenii poteri tepla v kondensatore teplofikaţionnih turboustanovok.* În : Teploenerghetika, nr. 4, 1970.
3.18. Mochin, V. A. *Opredelenie optimalnogo regima teplofikaţionnih turbin pri podogreve vodî v kondensatore.* În : Elektriceskie stanţii, nr. 6, 1973.
3.19. Sokolov, E. Ia. *Teplofikaţia i teplovîie seti.* Moscova, Ed. Energhiia, 1969.
3.20. Sapiro, G. A., Trubilov, M. A. ş.a. *Opredelenie ekonomicinosti robotî turbin T-50-130 s trehstupenciatim podogrevom setevoi vodî.* În : Teploenerghetika, nr. 11, 1971.

Scanned with OKEN Scanner

3.21. Sokolov, E. Ia., Komarov, N. F. *Teplovie karakteristichii teplofikaționnih turbin novogo tipa*. Simpozium po teplofikații, România, Timișul de Sus, 1967.
3.22. Fuks, N. ș.a. *Isledovanie raboti kondensaționnoi ustanovki turbini T-100-130 TMZ*. În : Teploenerghetika, nr. 7, 1966.
3.23. Fulga, C., Rădulescu, M. ș.a., *Utilizarea unor secțiuni din condensatorul turbinei de termoficare pentru prepararea apei calde*. Prima Conferință a Energiticienilor din România, București, 1974.
3.24. Căpățină, V. *Influența temperaturii apei din conducta de întoarcere asupra economicității CET*. În : Producerea, transportul și distribuția energiei electrice și termice, nr. 3, 1969.
3.25. Beleaev, V. I., Ghirșfeld, V. Ia. *Vliianie peremenego regima teplosti na rabotu turbini T-100-130 po teplovomu grafiku*. În : Teploenerghetika, nr. 4, 1972.
3.26. Athanasovici, V. *Contribuții privind reglarea livrării căldurii la consumatorii urbani cu inerție termică normală, în condițiile din R. S. România*. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1974.
3.27. Dimitriu-Vâlcea, C. *Termodinamica în construcții*. București, Editura Academiei R. S. România, 1970.
3.28. Niculescu, N., Corcodel, C. *Reducerea necesarului de căldură pentru încălzirea locuințelor, prin diferențierea regimului termic între zi și noapte*. A treia Consfătuire a termoenergeticienilor, Brașov, 1974.
3.29. Diușkin, V. K. *Kalicestvenno-kacestvenno regulirovanie teplovîh setei*. Moscova, Ed. Energhiia, 1956.
3.30. Zingher, N. M., Mirchina, A. I. *Vîbor optimalnogo regima otpuska tepla ot TET*. În : Elecktriceskie stanții, nr. 5, 1971.
3.31. Belinski, S. Ia., Kniazev, A. M. ș.a. *Vlianie raspredeleniia setevoi vodî mejdu teplofikationnîmi turbinami na teplovuiu ekonomicinosti TET*. În : Elektriceskie stanții, nr. 6, 1972.
3.32. Belinski, S. Ia., Kniazev, A. M. ș.a. *Regimî rabotî teplofikaționnih turbin na otopitelnîh TET s peremenîm rashodom setevoi vodî*. În : Teploenerghetika, nr. 2, 1972.

Scanned with OKEN Scanner

Editura tehnică

În ciclul
„DEZVOLTAREA ENERGETICII, ECONOMIA DE COMBUSTIBIL ȘI ENERGIE"

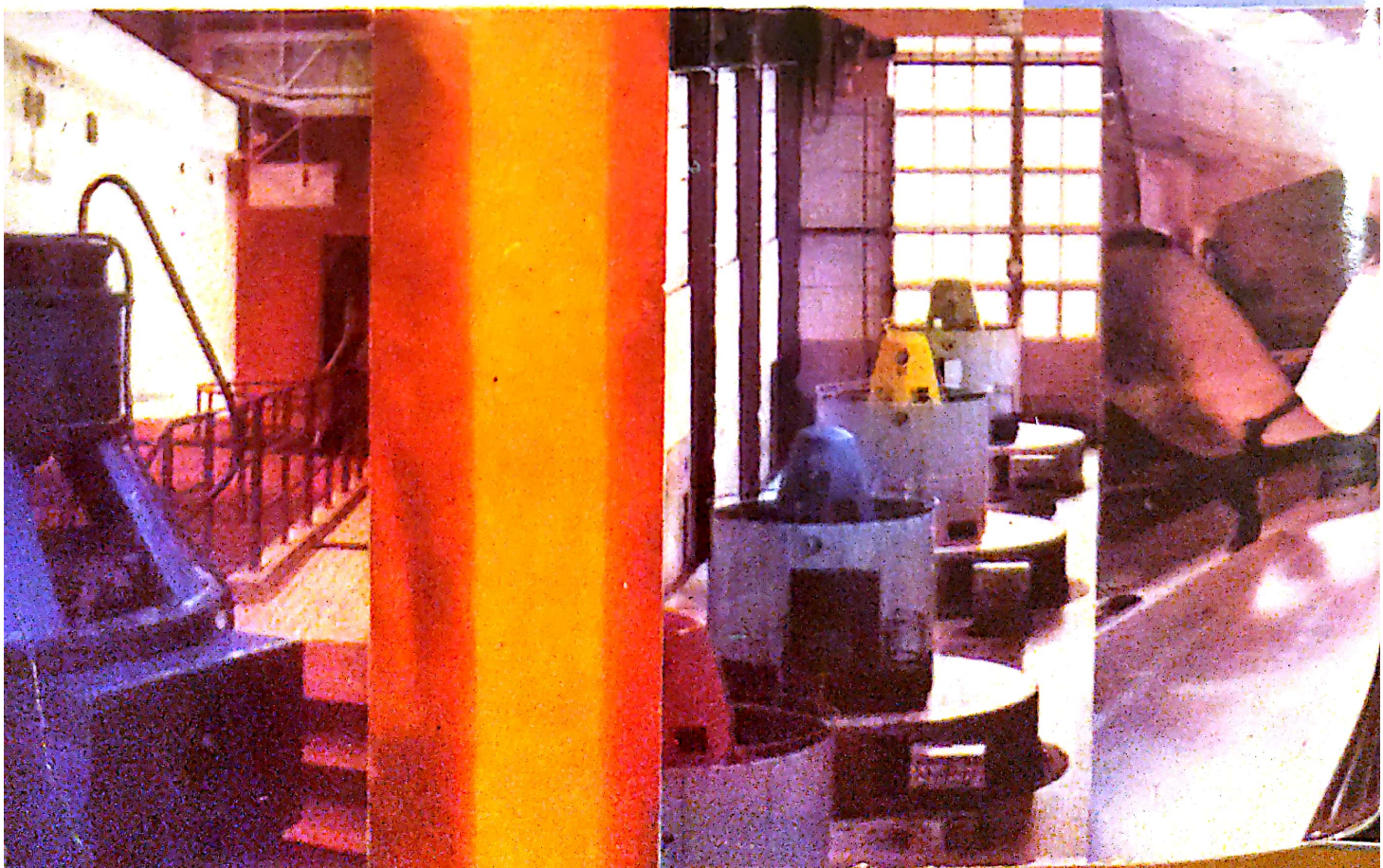
AU APĂRUT :

- R. Rădulet ș.a.
  PERSPECTIVE DE DEZVOLTARE A ENERGETICII
- C. Aramă, A. Șerbănescu
  ECONOMIA DE COMBUSTIBIL LA AUTOMOBILE
- C. Mereuță
  MĂSURI PRACTICE GENERALE PENTRU ECONOMISIREA ENERGIEI ELECTRICE ÎN INDUSTRIE
- V. Feldmann ș.a.
  MĂSURI PRACTICE GENERALE DE ECONOMISIRE A COMBUSTIBILULUI ȘI CĂLDURII ÎN INDUSTRIE
- I. Știrbulescu
  INFLUENȚA REDUCERII PIERDERILOR DE PUTERE ASUPRA REGIMURILOR ECONOMICE ALE STAȚIILOR ȘI LINIILOR ELECTRICE
- T. Berinde ș.a.
  ÎNTOCMIREA ȘI ANALIZA BILANȚURILOR ENERGETICE ÎN INDUSTRIE (vol. I și II)
- V. V. Ghia
  RĂCIREA PRIN VAPORIZARE CA PROCEDEU DE RECUPERARE A CĂLDURII

VOR APĂREA :

- N. Pănoiu ș.a.
  VALORIFICAREA PRIN ARDERE A LIGNIȚILOR ȘI ȘISTURILOR BITUMINOASE
- A. Leca
  RIDICAREA EFICIENȚEI APARATELOR SCHIMBĂTOARE DE CĂLDURĂ

Lei 16,50



Scanned with OKEN Scanner